UNIVERSITATEA TEHNICĂ “Gheorghe ASACHI” din IAŞI

FACULTATEA DE MECANICĂ

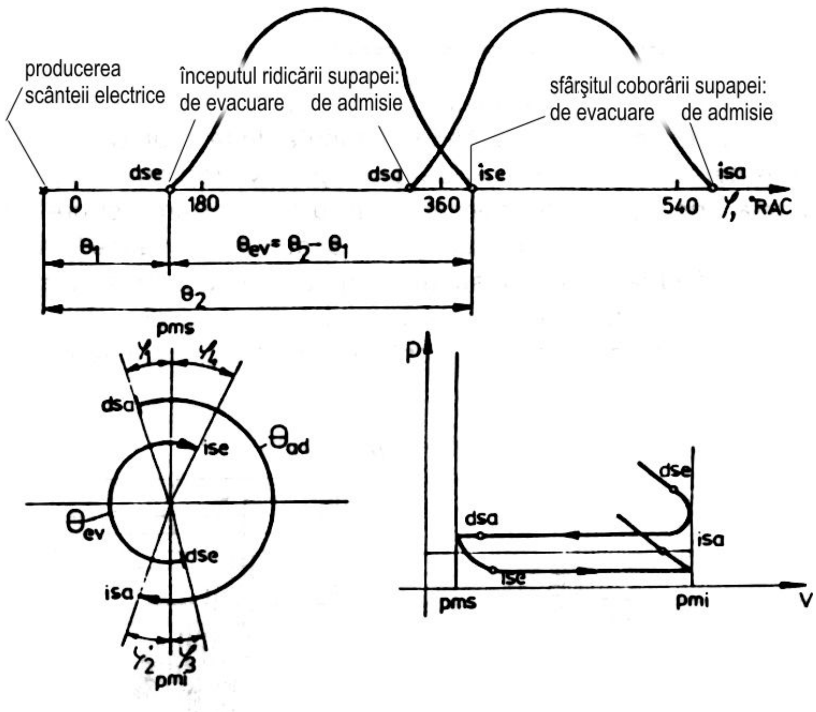
Departamentul de Inginerie Mecanică şi Autovehicule Rutiere

Edward RAKOSI Gheorghe MANOLACHE

Radu ROŞCA

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

- procese, caracteristici, alimentare -



ÎNDRUMAR PENTRU LUCRĂRI PRACTICE DE LABORATOR

IAŞI – 2014

- format electronic -

Edward RAKOSI **Gheorghe MANOLACHE**

Radu ROŞCA

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

- procese, caracteristici, alimentare -

ÎNDRUMAR PENTRU LUCRĂRI PRACTICE DE LABORATOR

IAŞI

– 2013 –

- ediție revizuită -

Cuprins

Lucrarea Nr. 1.

PARAMETRII CARACTERISTICI AI MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

1.1. Parametri caracteristici ai diagramei indicate

Acești parametri se referă la diagrama indicată a motorului, ei fiind denumiți și parametri indicați.

1.1.1. Lucrul mecanic al diagramei indicate

Lucrul mecanic util produs pe parcursul unui ciclu, datorat acțiunii presiunii gazelor asupra pistonului, se numește *lucru mecanic al diagramei indicate* sau *lucru mecanic indicat*. Acesta este proporțional cu aria diagramei indicate, reprezentată în coordonate presiune-volum.

La stabilirea mărimii lucrului mecanic indicat prin planimetrarea diagramei indicate se ține cont de convenția privitoare la semnul lucrului mecanic: atunci când aria delimitată de diagramă este parcursă în sens orar, lucrul mecanic are semn pozitiv. Ca exemplu, în **fig. 1.1** este prezentată diagrama indicată a unui motor cu ardere internă cu piston, în patru timpi.

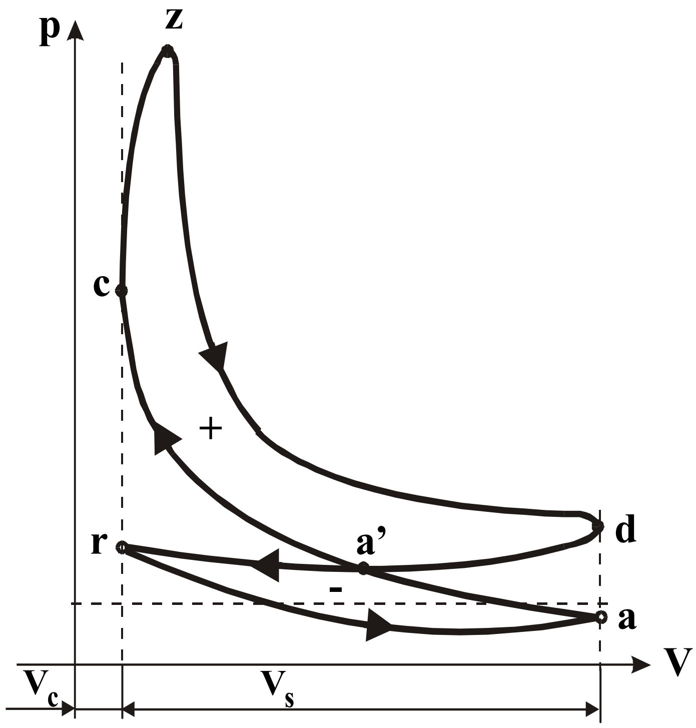


Fig. 1.1 – *Aplicarea convenției de semne la diagrama indicată*

L_i = const.×(aria a'czda' – aria aa'ra)

1.1.2. Lucrul mecanic specific indicat

Prin raportarea lucrului mecanic indicat L_i la cilindreea V_s se obține *lucrul mecanic specific indicat* al ciclului sau *presiunea medie indicată* (dimensiunea fiind cea a unei presiuni):

$$p_i = \frac{L}{V_S}$$

Presiunea medie indicată se poate defini ca fiind o presiune convențională, constantă, care acționând asupra pistonului în timpul cursei de destindere, produce un lucru mecanic egal cu lucrul mecanic indicat.

Determinarea lucrului mecanic specific indicat se poate face prin măsurători sau prin calcul.

În cazul efectuării de măsurători directe pe o diagramă indicată, presiunea medie indicată se determină ca fiind înălțimea unui dreptunghi care are lungimea echivalentă cursei pistonului și aria egală cu cea a diagramei indicate; rezultă că:

$$p_i = \frac{A}{l} \cdot k \qquad \left[N / m^2 \right],$$

unde $\boldsymbol{A}$ este aria diagramei indicate, în mm^2, l este lungimea diagramei corespunzătoare cursei pistonului, în mm, iar k este scara presiunii, în N/m^2/mm.

Pentru determinarea prin calcul a lucrului mecanic specific indicat se pornește de la diagrama ciclului real mixt nerotunjit (**fig. 1.2**).

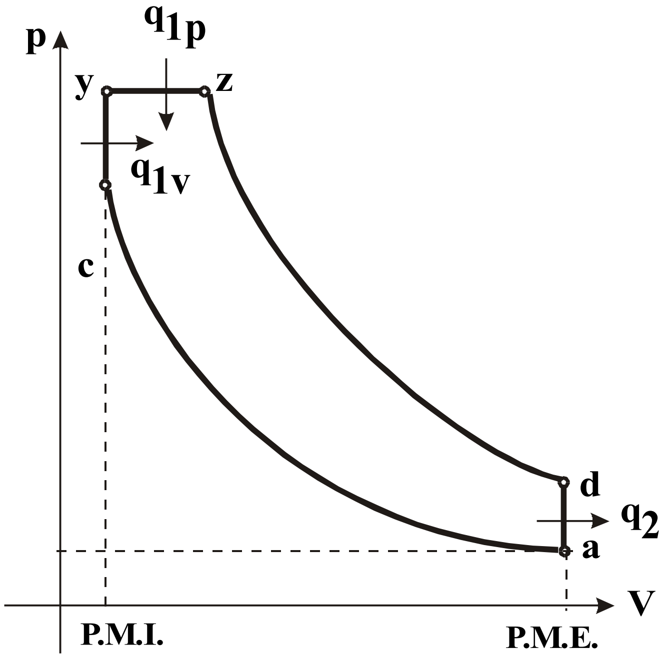


Fig. 1.2 – *Diagrama ciclului teoretic mixt*

$\varepsilon = V_a/V_c$;
$\delta = V_d/V_z$;
$\rho = V_z/V_y = V_z/V_c$;
$\lambda = p_y/p_c = p_z/p_c$;
$\varepsilon = \rho \cdot \delta$.

Expresia lucrului mecanic specific indicat pentru ciclul real mixt nerotunjit este:

$$p_i' = \frac{p_C}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_d - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_d - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}}\right) \right],$$

unde n_c și n_d sunt exponenții politropici ai curbelor de comprimare și respectiv de destindere.

Pentru motorul cu aprindere prin scânteie se introduc condițiile de particularizare $\rho = 1$ și $\varepsilon = \delta$, ceea ce ne conduce la următoarea relație de calcul a presiunii medii indicate:

$$p_i' = \frac{p_C}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_d - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_d - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}}\right) \right].$$

Pentru motoare cu aprindere prin comprimare lente, $\lambda = 1$ și rezultă:

$$p_i' = \frac{p_C}{\varepsilon - 1} \cdot \left[(\rho - 1) + \frac{\rho}{n_d - 1} \cdot \left(1 - \frac{\rho^{n_d - 1}}{\varepsilon^{n_d - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}}\right) \right]$$

Lucrul mecanic specific indicat al ciclului rotunjit (**fig. 1.3**) se determină cu relația:

$$p_i = \varphi_r p_i' - \Delta p_i,$$

unde φ_r este coeficientul de micșorare a ariei diagramei indicate prin rotunjire, iar $\Delta p_i = p_r - p_a$ ține cont de lucrul mecanic negativ al diagramei de pompaj.

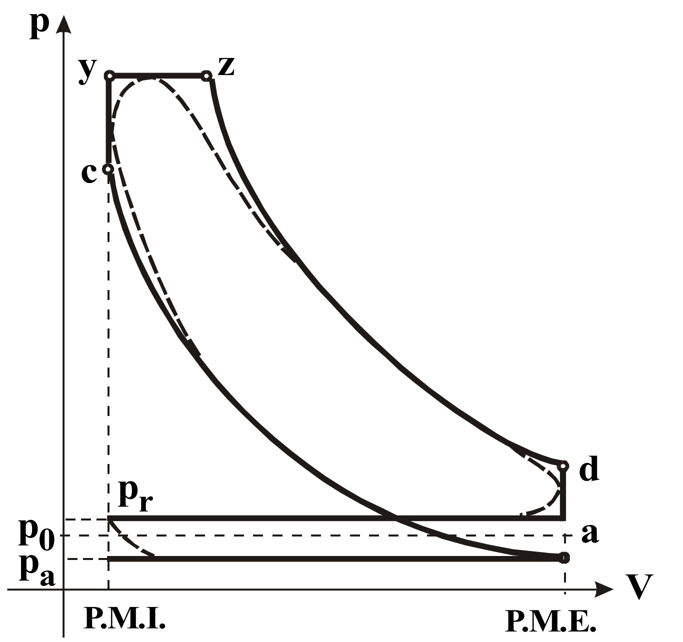


Fig. 1.3 – *Rotunjirea ciclului teoretic mixt*

În **tabelul 1.1** sunt prezentate limitele de variație ale presiunii medii

indicate pentru unele motoare cu ardere internă.

Tabelul 1.1

Valori ale presiunii medii indicate

<table>
<tr><th colspan="4">Tipul motorului</th><th>p_i [daN/cm^2]</th></tr>
<tr><td colspan="4">m.a.s.</td><td>6,5…11</td></tr>
<tr><td rowspan="5">m.a.c.</td><td rowspan="2">în 4 timpi</td><td colspan="2">cu admisie normală</td><td>6,5…10</td></tr>
<tr><td colspan="2">supraalimentat</td><td>10…20</td></tr>
<tr><td rowspan="3">în 2 timpi</td><td rowspan="2">cu admisie normală</td><td>baleiaj în echicurent</td><td>6,5…9</td></tr>
<tr><td>alt sist. de baleiaj</td><td>5,5…6,5</td></tr>
<tr><td colspan="2">supraalimentat</td><td>10…20</td></tr>
</table>

1.1.3. Puterea indicată

Pentru determinarea puterii indicate (deci a lucrului mecanic efectuat în unitatea de timp) se pornește de la expresia lucrului mecanic indicat:

$$L_i = p_i \cdot V_s$$

Puterea indicată se calculează cu ajutorul relației:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_S \cdot i \cdot n}{30000\tau} \quad [kW],$$

unde p_i este în N/m^2, V_s este cilindreea, în m^3, i este numărul de cilindri, n este turația motorului, în rot/min, iar τ este numărul de timpi ai ciclului funcțional (2 sau 4).

Dacă se apelează la unitățile de măsură uzuale (presiunea medie indicată în daN/cm^2 și cilindreea în dm^3), relația de calcul a puterii indicate devine:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_S \cdot i \cdot n}{300\tau} \quad [kW].$$

La utilizarea unităților din sistemul tehnic (p_i în kgf/cm^2), puterea indicată se determină cu relația:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_S \cdot i \cdot n}{225\tau} \quad [CP].$$

1.1.4. Randamentul indicat

Randamentul indicat este un indice de apreciere a gradului de utilizare a căldurii degajate prin arderea combustibilului. Se consideră că prin arderea dozei ciclice de combustibil se degajă cantitatea de căldură:

$$Q_i = H_i \cdot d_c,$$

unde H_i este puterea calorică inferioară a combustibilului [kJ/kg], iar d_c este doza ciclică [kg].

Randamentul indicat este dat de relația:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_i} = \frac{L_i}{H_i \cdot d_C},$$

unde L_i este lucrul mecanic indicat.

Pentru operativitatea calculelor se obișnuiește să se presupună că în cilindru evoluează 1 kg combustibil pe ciclu; ca urmare, randamentul indicat devine:

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_i}.$$

1.1.5. Consumul specific indicat de combustibil

Consumul specific indicat de combustibil se obține prin raportarea consumului orar de combustibil la puterea indicată dezvoltată de către motor:

$$c_i = 10^3 \cdot \frac{C_h}{P_i} \quad [g / kW \cdot h],$$

unde C_h este consumul orar de combustibil [kg/h], iar P_i este puterea indicată [kW]. Dacă puterea indicată se introduce în CP, consumul specific indicat va rezulta în g/CP·h.

Cunoscând randamentul indicat, consumul specific indicat se poate determina cu relațiile:

$$c_i = 3600 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{\eta_i \cdot H_i} \quad (H_i - kJ / kg)$$

$$c_i = 632 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{\eta_i \cdot H_i} \quad (H_i - kcal / kg)$$

1.2.Parametri caracteristici ai motorului

Parametrii caracteristici ai motorului (denumiți și parametri efectivi) se referă la pierderile care însoțesc transmiterea lucrului mecanic produs în cilindru până la cuplajul exterior al motorului.

1.2.1. Lucrul mecanic ciclic efectiv

Având în vedere cele menționate mai sus, lucrul mecanic efectiv al motorului se determină cu ajutorul relației:

$$L_e = L_i - L_m,$$

unde L_m lucrul mecanic corespunzător pierderilor mecanice din motor. Pierderile mecanice se compun, pe de o parte, din pierderile prin frecări în interiorul motorului, iar pe de altă parte din pierderile provocate de antrenarea echipamentelor motorului.

Frecările din motor sunt de două tipuri:

- frecări între subansamblurile motorului;
- frecări între subansamblurile aflate în mișcare și mediul exterior.

Din acest motiv, pierderile datorate frecărilor din motor mai sunt denumite și pierderi prin frecări și ventilație, L_{fv}.

Echipamentele motorului pot fi:

- de bază;
- auxiliare.

Echipamentele de bază sunt cele a căror lipsă ar împiedica funcționarea motorului sau ar conduce la distrugerea acestuia; din această categorie fac parte pompa de combustibil, pompa de ulei, pompa de apă, suflanta pentru baleiaj.

Echipamentele auxiliare sunt cele a căror lipsă nu împiedică funcționarea motorului (ventilatorul, filtrul de aer, amortizorul de zgomot).

Ținând cont de cele precizate până aici, rezultă că lucrul mecanic corespunzător pierderilor mecanice este:

$$L_m = L_{fv} + L_{ec},$$

unde L_{ec} reprezintă pierderile de lucru mecanic datorate antrenării echipamentelor motorului.

Rezultă că lucrul mecanic efectiv al ciclului poate fi determinat cu relația:

$$L_e = L_i - L_{fv} - L_{ec}.$$

1.2.2. Lucrul mecanic specific efectiv

Similar modului în care s-a definit lucrul mecanic specific indicat, se poate defini și *lucrul mecanic specific efectiv* (sau *presiunea medie efectivă*), ca fiind:

$$p_e = \frac{L_e}{V_S}.$$

În același mod se definește presiunea medie indicată corespunzătoare pierderilor mecanice:

$$p_m = \frac{L_m}{V_S}.$$

Având în vedere componentele lucrului mecanic efectiv, se poate defini și lucrul mecanic specific efectiv ca fiind:

$$p_e = p_i - p_{fv} - p_{ec}.$$

1.2.3. Puterea efectivă

Puterea efectivă a motorului se determină cu ajutorul presiunii medii efective, cu ajutorul relației:

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_S \cdot i \cdot n}{30000\tau} \quad [kW],$$

unde p_e este în N/m^2, V_s este cilindreea, în m^3, i este numărul de cilindri, n este turația motorului, în rot/min, iar τ este numărul de timpi ai ciclului funcțional (2 sau 4).

Dacă se apelează la unitățile de măsură uzuale (presiunea medie efectivă în daN/cm^2 și cilindreea în dm^3), relația de calcul a puterii efective devine:

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_S \cdot i \cdot n}{300\tau} \quad [kW].$$

La utilizarea unităților din sistemul tehnic (p_e în kgf/cm^2), puterea efectivă se determină cu relația:

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_S \cdot i \cdot n}{225\tau} \quad [CP].$$

Ținând cont de componentele lucrului mecanic efectiv, rezultă că puterea efectivă este:

$$P_e = P_i - P_{fv} - P_{ec},$$

unde P_i este puterea indicată, P_{fv} este puterea pierdută prin frecări și ventilație, iar P_{ec} reprezintă puterea necesară antrenării echipamentelor motorului.

Măsurarea pierderilor mecanice se poate realiza prin:

- determinarea puterii efective P_e pe stand și a puterii indicate P_i prin prelucrarea diagramei indicate; metoda conduce la erori inadmisibile și din acest motiv nu este recomandată.
- antrenarea motorului;
- suspendarea funcționării cilindrilor.

Metoda antrenării motorului implică antrenarea acestuia de la o sursă exterioară de energie; energia consumată reprezintă pierderile mecanice ale motorului. Trebuie remarcat faptul că în cazul antrenării exterioare a motorului termic, condițiile nu sunt perfect identice cu cele existente în cazul funcționării reale a motorului (de exemplu, nivelul de temperaturi este mai scăzut).

Metoda suspendării succesive a funcționării cilindrilor presupune determinarea pierderilor mecanice în două faze. În prima fază se determină, pentru o anumită turație, puterea efectivă a motorului cu toți cilindrii în funcțiune. Apoi se determină puterea efectivă (pentru aceeași turație) pentru cazul în care este suspendată funcționarea cilindrului cu numărul de ordine $\boldsymbol{x}$. Aplicând relația de definiție a puterii efective rezultă:

$$P_e = P_i - P_m,$$

$$P_{ex} = P_i - P_{ix} - P_m$$

și deci:

$$P_e - P_{ex} = P_{ix},$$

unde P_{ex} este puterea efectivă la funcționarea motorului fără cilindrul ***x***, iar P_{ix} este puterea indicată a cilindrului ***x***.

Repetându-se procedeul pentru toți cei ***n*** cilindri ai motorului, se determină puterea indicată a acestuia ca fiind:

$$P_i = \sum_{j=1}^{n} P_{ix_j} \ .$$

Cunoscându-se puterea efectivă a motorului și cea indicată, se determină puterea corespunzătoare pierderilor mecanice.

Ca principiu, metoda antrenării și cea a suspendării succesive a funcționării cilindrilor sunt identice. Diferența constă în faptul că în primul caz motorul este antrenat de la o sursă exterioară, în timp ce în cel de al doilea caz se folosește energia generată de motor pentru antrenarea cilindrului a cărui funcționare a fost suspendată. La ambele metode, puterea P_m are valori inferioare celor care apar în cazul funcționării reale a motorului, cu toți cilindrii.

În legătură cu puterea efectivă, trebuie definite următoarele noțiuni:

- *puterea efectivă de exploatare* – reprezintă puterea disponibilă la arbore, în cazul în care motorul își antrenează echipamentele proprii (motor complet echipat);
- *puterea efectivă continuă* - reprezintă puterea efectivă maximă pe care o poate furniza motorul, la o anumită turație, un timp îndelungat, cu păstrarea indicilor tehnico-economici și o evoluție normală a uzurii;
- *puterea efectivă nominală* - este valoarea puterii efective continue la turația maximă a motorului (sau la o anumită turație, impusă de condițiile de exploatare); turația la care este definită puterea efectivă nominală se numește *turație nominală*. Regimul nominal este indicat de către constructorul motorului.
- *puterea efectivă intermitentă* - reprezintă acea valoare a puterii efective care nu poate fi dezvoltată decât un interval foarte scurt de timp (deoarece în caz contrar durabilitatea motorului este compromisă); evident, puterea efectivă intermitentă este mai mare decât puterea efectivă continuă.
- *sarcina motorului* – reprezintă gradul de încărcare a motorului, la o anumită turație, față de o încărcare de referință; se obișnuiește ca valoarea de referință să fie considerată puterea efectivă continuă. Sarcina motorului se apreciază prin coeficientul de sarcină:

$$\chi = \frac{P_e}{P_{e_{cont}}},$$

unde P_e este puterea efectivă a motorului la o anumită turația, iar P_{econt} este puterea efectivă continuă, la aceeași turație.

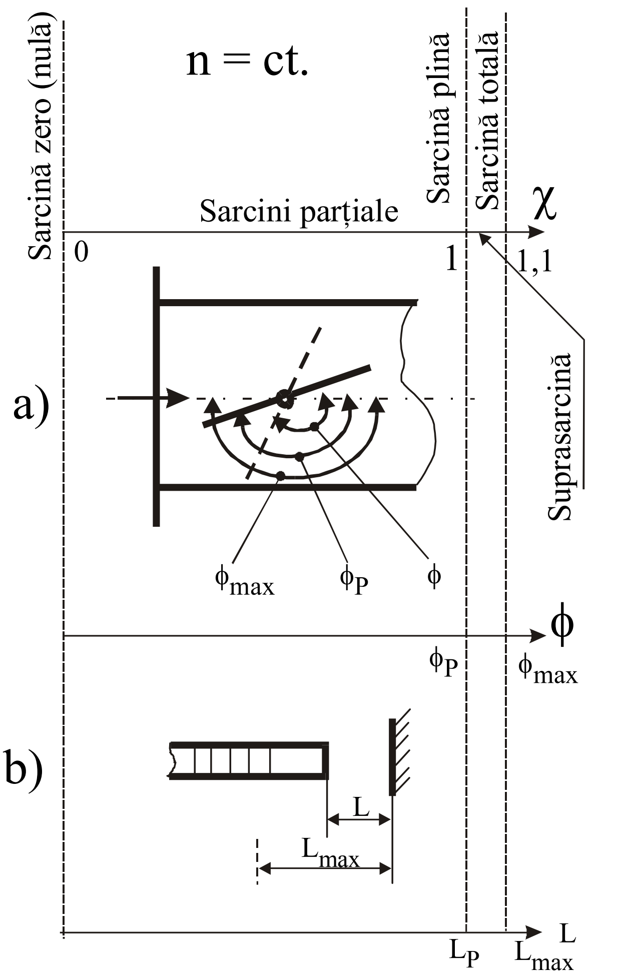


Fig. 1.4 – *Definirea coeficientului de sarcină*
a – la m.a.s.; **b** – la m.a.c.; **χ** - coeficientul de sarcină.

În funcție de coeficientul de sarcină se pot defini următoarele regimuri de funcționare ale motorului:

- sarcina nulă, $\chi = 0$;
- sarcinile parțiale, $0<\chi<1$;
- sarcina plină, $\chi = 1$;
- suprasarcinile, $1<\chi<1,1$
- sarcina totală, $\chi \approx 1,1$.

Variația sarcinii se realizează, la *m.a.s.*, prin modificarea poziției clapetei de accelerație, iar la *m.a.c.* prin schimbarea poziției cremalierei (**fig. 1.4**).

1.2.4. Puterea litrică

Puterea litrică (sau puterea efectivă specifică) reprezintă raportul dintre puterea efectivă și cilindreea motorului:

$$p_l = \frac{P_e}{V_S},$$

Creșterea puterii litrice se poate realiza prin creșterea turației motorului sau a presiunii medii efective a acestuia (prin supraalimentare).

1.2.5. Randamentul mecanic

Randamentul mecanic caracterizează pierderile de lucru mecanic datorate frecărilor din motor, antrenării echipamentelor acestuia etc.

Randamentul mecanic se determină cu relația:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{L_e}{L_i} = \frac{p_e}{p_i}.$$

1.2.6. Randamentul efectiv

Gradul de utilizare a căldurii rezultate prin arderea combustibilului, ținând cont de toate pierderile termice și mecanice, se apreciază prin randamentul efectiv.

Dacă se consideră că în cilindru evoluează 1 kg. de combustibil, randamentul efectiv se calculează cu relația:

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_i},$$

unde H_i este puterea calorică inferioară a combustibilului.

Randamentul efectiv poate fi exprimat și ca fiind:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m,$$

unde η_m este randamentul mecanic al motorului.

1.2.7. Consumul specific efectiv de combustibil

Consumul specific efectiv de combustibil se obține prin raportarea consumului orar de combustibil la puterea efectivă dezvoltată de către motor:

$$c_e = 10^3 \cdot \frac{C_h}{P_e} \quad [g / kW \cdot h],$$

unde C_h este consumul orar de combustibil [kg/h], iar P_e este puterea efectivă [kW]. Dacă puterea efectivă se introduce în CP, consumul specific efectiv va rezulta în g/CP·h.

Cunoscând randamentul efectiv, consumul specific efectiv se poate determina cu relațiile:

$$c_i = 3600 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{\eta_e \cdot H_i} \quad (H_i - kJ / kg)$$

$$c_i = 632 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{\eta_e \cdot H_i} \quad (H_i - kcal / kg)$$

Se observă că între consumul efectiv și cel indicat există relația:

$$c_e = \frac{c_i}{\eta_m}.$$

În **tabelul 1.2** sunt prezentate valorile uzuale pentru unii parametri indicați și efectivi.

Tabelul 1.2

Valori uzuale ale randamentului indicat și efectiv, precum și ale consumului indicat și efectiv, la regimul nominal

Tipul motorului	η_i	η_e	c_i [g/kW.h]	c_e [g/kW.h]
m.a.s.	0,28…0,35	0,25…0,29	245…300	300…325
m.a.c.	0,42…0,48	0,35…0,40	175…205	217…238

Lucrarea Nr. 2.

DETERMINAREA FAZELOR DE DISTRIBUȚIE ALE CICLULUI REAL LA MOTOARELE ÎN PATRU TIMPI

2.1 Generalități

Perioadele și momentele de deschidere și închidere a orificiilor de curgere a gazelor în/din cilindru formează **fazele de distribuție (cotele de reglaj)**. Fazele de distribuție influențează perfecțiunea umplerii cilindrului cu fluidul de lucru precum și calitatea evacuării gazelor arse din cilindru; ca urmare, performațele energetice și de consum ale motorului depind de fazele de distribuție.

În **fig. 2.1** sunt prezentate principalele mărimi ce caracterizează fazele de distribuție la un motor în patru timpi, raportate la unghiul de rotație al arborelui cotit. Aceste sunt:

- α_{DSA} - momentul deschiderii supapei de admisie;
- α_{DSE} - momentul deschiderii supapei de evacuare;
- $\alpha_{ÎSA}$ - momentul închiderii supapei de admisie;
- $\alpha_{ÎSE}$ - momentul închiderii supapei de evacuare;
- $\Delta\alpha_a$ - perioada de deschidere a supapei de admisie;
- $\Delta\alpha_e$ - perioada de deschidere a supapei de evacuare;
- α_1 - avansul la deschiderea supapei de admisie;
- α_2 - întârzierea la închiderea supapei de admisie;
- α_3 - întârzierea la închiderea supapei de evacuare;
- α_4 - avansul la deschiderea supapei de evacuare;
- α_5 - perioada de suprapunere a deschiderii supapelor.

În **fig. 2.2** este prezentată poziționarea cotelor de reglaj pe diagrama indicată a motorului. Se observă, atât din **fig. 2.1** cât și din **fig. 2.2** că deschiderea și închiderea supapelor nu au loc atunci când pistonul ajunge în punctele moarte, din considerente legate de îmbunătățirea umplerii și evacuării.

Supapa de admisie **se deschide** cu un avans α_1 față de P.M.I.; ca urmare, în momentul în care pistonul ajunge în P.M.I., supapa de admisie oferă o secțiune de trecere suficient de mare fluidului proaspăt. Mărimea optimă a avansului la deschiderea supapei de admisie depinde de turația motorului, raportul de comprimare al acestuia, destinație etc. În cazul în care avansul la deschiderea supapei de admisie este mai mic decât cel optim, secțiunea de trecere oferită de supapă este redusă, procesul de umplere înrăutățindu-se; dacă avansul la deschiderea supapei este prea mare, o parte din gazele de ardere existente în cilindru trec în tubulatura de aspirație, iar cantitatea de fluid proaspăt ce intră în

cilindru este diminuată. Valoarea optimă a avansului la deschidere al supapei de admisie rezultă urmărindu-se un compromis între perfecțiunea umplerii cilindrului și solicitările ce apar în organele mecanismului de distribuție.

La motoarele pentru autovehicule, avansul la deschiderea supapei de admisie este de 5…45^0 RAC.

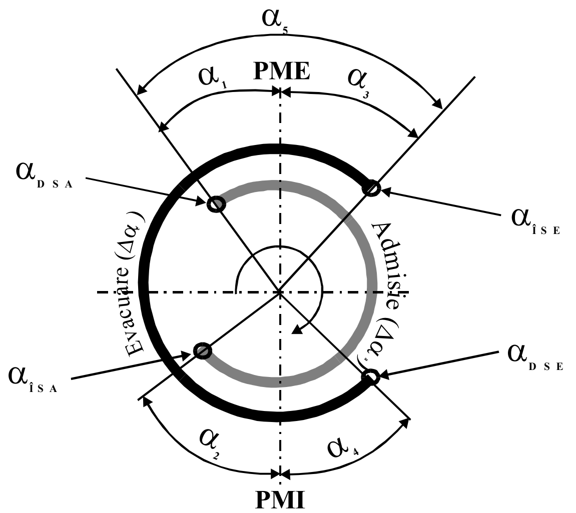


Fig. 2.1 - *Fazele de distribuție ale unui motor în patru timpi*

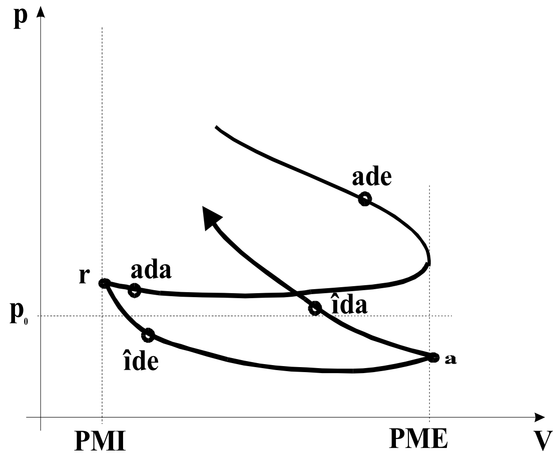


Fig. 2.2 - *Poziția cotelor de reglaj pe diagrama indicată*

ada - avans la deschiderea supapei de admisie;
ade - avans la deschiderea supapei de evacuare;
îda - întârziere la închiderea supapei de admisie;
îde - întârziere la închiderea supapei de evacuare

Închiderea supapei de admisie are loc cu întârzierea α_2 față de P.M.E., în timp ce pistonul a început deplasarea pe cursa de comprimare. Acest lucru este impus de inerția coloanei de fluid, datorită căreia cilindrul se umple în continuare cu fluid proaspăt, deși în cilindru există o suprapresiune (postumplere). Închiderea supapei de admisie trebuie să aibă loc în momentul în care presiunea dinamică datorată deplasării coloanei de fluid devine egală cu suprapresiunea din cilindru; menținerea deschisă a supapei de admisie după acest moment ar conduce la o curgere inversă a fluidului (din cilindru către tubulatura de admisie).

În mod uzual, întârzierea la închiderea supapei de admisie este de 40…85^{0}RAC, fiind cu atât mai mare cu cât turația motorului este mai ridicată.

Perioada de deschidere a supapei de admisie este mai mare de 180^0 RAC* :

$$\Delta\alpha_a = \alpha_1 + 180 + \alpha_2 \quad [^0\text{RAC}]$$

În mod uzual, durata procesului de admisie este de 235…310^0 RAC.

Deschiderea supapei de evacuare are loc cu avansul α_4 față de P.M.E.

* ^{0}RAC - grade **R**otație **A**rbore **C**otit.

Din **fig. 2.3** se observă că dacă deschiderea supapei de evacuare ar avea loc în momentul în care pistonul ajunge la P.M.E. (punctul 1), lucrul mecanic de pompaj (negativ) ar crește cu mărimea ΔL, în timp ce lucrul mecanic produs prin destinderea gazelor de ardere ar crește doar cu mărimea $\Delta l << \Delta L$. Rezultă că este avantajos ca evacuarea să înceapă în punctul (2), cu avans față de P.M.E., astfel încât lucrul mecanic necesar evacuării gazelor arse să scadă. Pe de altă parte, un avans prea mare la deschiderea supapei de evacuare poate conduce la o micșorare a lucrului mecanic produs în timpul destinderii, care să nu fie compensată de micșorarea lucrului mecanic de pompaj. La motoarele rapide, valoarea optimă a avansului la deschiderea supapei de evacuare este de 40…80^0 RAC.

Închiderea supapei de evacuare are loc după ce pistonul a trecut de P.M.I., cu întârzierea la închidere α_3. Acest lucru este impus de faptul că în momentul în care pistonul ajunge în P.M.I., presiunea gazelor arse rămase în cilindru este mai mare decât presiunea atmosferică; întârzierea închiderii supapei permite o mai bună evacuare a gazelor arse, exploatându-se în același timp și inerția coloanei de gaze arse care părăsesc cilindrul.

Întârzierea la închiderea supapei de evacuare este, pentru motoarele de autovehicule, de 10…60^0 RAC.

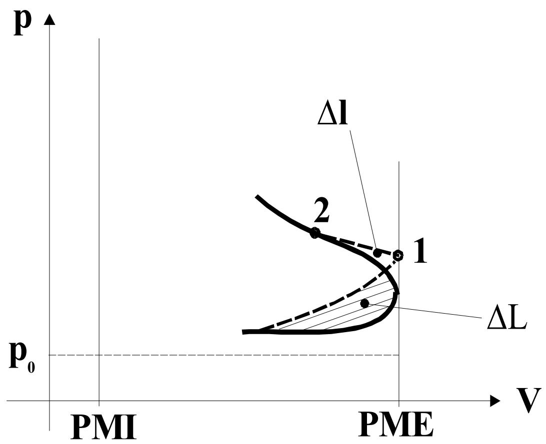


Fig. 2.3 - *Influența avansului la deschiderea supapei de evacuare*

Perioada de deschidere a supapei de evacuare este, de asemenea, mai mare de 180^0 RAC* :

$$\Delta\alpha_a = \alpha_3 + 180 + \alpha_4 \; [^0\text{RAC}].$$

Durata evacuării poate ajunge astfel la 240…320^0 RAC.

Din **fig. 2.1** și **2.2** se observă că, deoarece supapa de admisie se deschide cu avans, iar supapa de evacuare se închide cu întârziere, în intervalul $\alpha_5 = \alpha_1 + \alpha_3$ ambele supape sunt deschise; unghiul α_5 reprezintă **perioada de suprapunere** a deschiderii supapelor. Valoarea optimă a acestei perioade corespunde realizării unor valori maxime pentru randamentul umplerii și presiunii medii efective. În cazul în care perioada de suprapunere este mai mare decât cea optimă, randamentul umplerii scade deoarece gazele de ardere pătrund în galeria de

admisie, iar masa de fluid proaspăt admisă în cilindru scade. Dacă perioada de suprapunere este mai mică decât cea optimă, timpul disponibil pentru umplerea cilindrului și respectiv pentru golirea acestuia de gaze arse scad, ceea ce afectează negativ performanțele motorului.

În **tabelul 2.1** sunt prezentate fazele de distribuție pentru unele motoare utilizate în țara noastră.

2.2.Desfășurarea lucrării

În cadrul lucrării se vor determina fazele de distribuție pentru două tipuri de motoare: un motor cu aprindere prin scânteie (motorul ***Gibsy***) și unul cu aprindere prin comprimare (motorul ***IT 9-3M***).

Motorul ***Gibsy*** este un motor de aviație cu patru cilindri în linie, așezați vertical, răcit cu aer.

Tabelul 2.1

Fazele de distribuție pentru unele motoare românești

Motorul	α_1, ^{0}RAC	α_2, ^{0}RAC	α_3, ^{0}RAC	α_4, ^{0}RAC	α_5, ^{0}RAC
810-99	20	60	60	20	40
L-25	12	57	58	8	20
D-110					
D-115	3	23	48	6	9
D-2156HMN	27	42	41	7	34
797-05	11	41	55	5	16

Pe un capăt al arborelui cotit, în locul cuplajului pentru elice este montată o flanșă prevăzută cu marcaje unghiulare din gard în grad; pe careterul motorului este fixat un ac indicator, care permite citirea reperolor de pe flanșă.

Pentru determinarea avansului la deschiderea supapei de admisie (unghiul α_1) la cilindrul 2 (de exemplu), se așează pe motor un suport cu comparator, tija comparatorului sprijinindu-se pe discul superior al arcului supapei de admisie. Se rotește arborele cotit până în momentul în care comparatorul indică începutul coborârii supapei. În acest moment se citește pe flanșă unghiul dintre reperul corespunzător acestei poziții și cel corespunzător P.M.I. al cilindrului 2.

Determinarea întârzierii la închiderea supapei de admisie se determină în mod asemenător, cu diferența că unghiul α_2 se determină prin raportare la poziția arborelui cotit corespunzătoare P.M.E., urmărindu-se cu ajutorul comparatorului momentul în care supapa își încetează cursa de așezare pe scaun.

Măsurarea unghiurilor de avans și întârziere pentru supapa de evacuare decurge identic ca pentru supapa de admisie, cu diferența că pentru momentul deschiderii supapei raportarea se face la P.M.E., iar pentru momentul închiderii supapei raportarea se face la P.M.I.

Motorul ***IT9-3M*** este un monocilindru Diesel, folosit pentru determinarea cifrei cetanice a motorinelor. Pe volantul acestui motor se găsesc repere unghiulare (din grad în grad), reperul 0^0 corespunzând P.M.I.; reperul 180^0 corespunde P.M.E.

Pentru determinarea fazelor de distribuție pentru supapa de admisie, între tija supapei de admisie și culbutor se așează o foaie subțire de hârtie, după care arborele cotit al motorului se rotește manual. În momentul în care hârtia nu mai poate fi extrasă (fiind strânsă datorită apropierii culbutorului de tija supapei), pe volant se citește direct unghiul de avans la deschiderea supapei. Întârzierea la închiderea supapei se determină de asemenea cu ajutorul marcajelor unghiulare de pe volant, determinarea făcându-se față de reperul 180^0, în momentul în care hârtia dintre tija supapei și culbutor poate fi extrasă.

În mod asemănător se determină și fazele de distribuție pentru supapa de admisie.

Pentru ambele motoare, timpul de suprapunere a deschiderii supapelor se determină cu ajutorul relației:

$$\alpha_5 = \alpha_1 + \alpha_3.$$

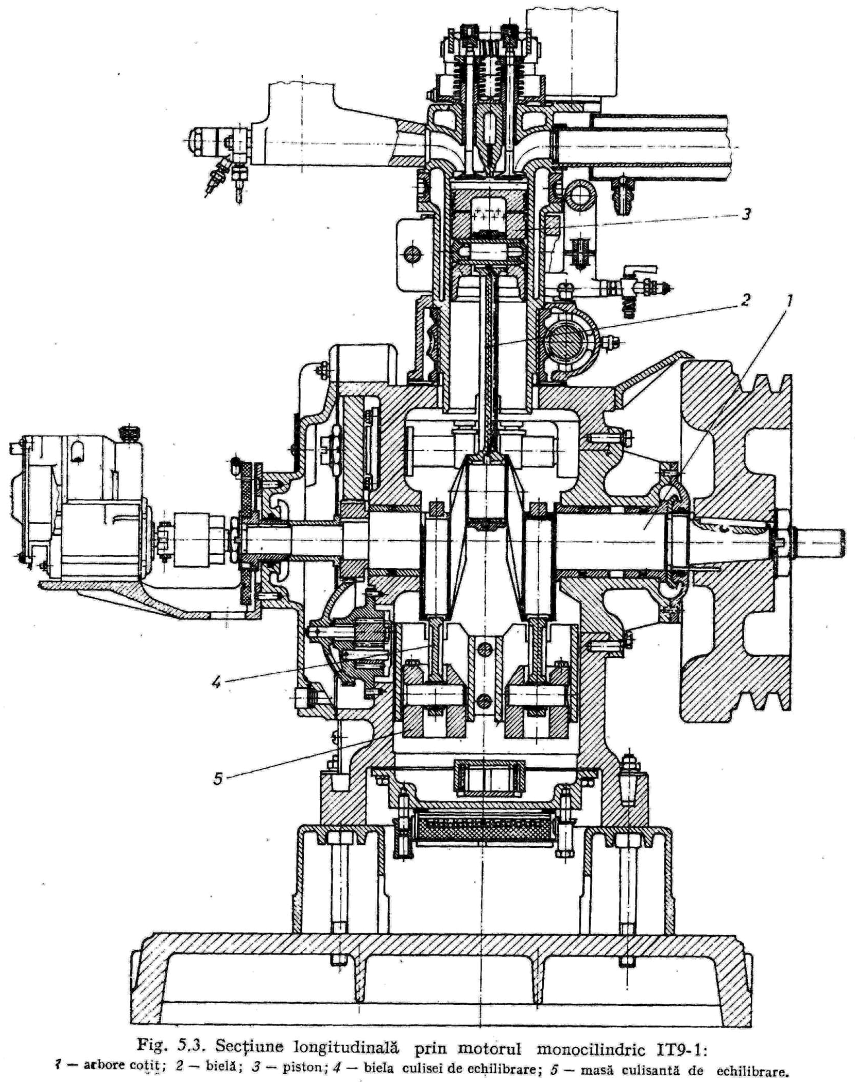


Fig. 5.3. Secțiune longitudinală prin motorul monocilindric IT9-1:
1 — arbore cotit; 2 — bielă; 3 — piston; 4 — biela culisei de echilibrare; 5 — masă culisantă de echilibrare.

Fig. 2.4 - *Motorul IT9*

Pentru motorul ***IT9-3M*** se va determina și dependența valorilor unghiulare ale fazelor de distribuție de jocul dintre culbutor și tija supapei. În acest scop, fazele de distribuție vor fi determinate pentru valori ale jocului de 0,15, 0,25, 0,4 și 0,6 mm. Rezultatele vor fi trecute într-un tabel realizat după modelul de mai jos.

Jocul, mm	α_1, ^{0}RAC	α_2, ^{0}RAC	α_3, ^{0}RAC	α_4, ^{0}RAC	α_5, ^{0}RAC
0,15					
0,25					
0,4					
0,6					

Lucrarea Nr. 3.

TRASAREA DIAGRAMEI INDICATE A MOTOARELOR

3.1. Generalități

Pentru ridicarea diagramei indicate se folosește un osciloscop de tip ***IAN 101***, prevăzut cu traductor pentru unghiul de rotație al arborelui cotit (sau pentru cursa a pistonului) precum și cu traductor pentru presiunea din cilindru.

Schema de principiu a traductorului de unghi de rotație este prezentată în **fig. 3.1**.

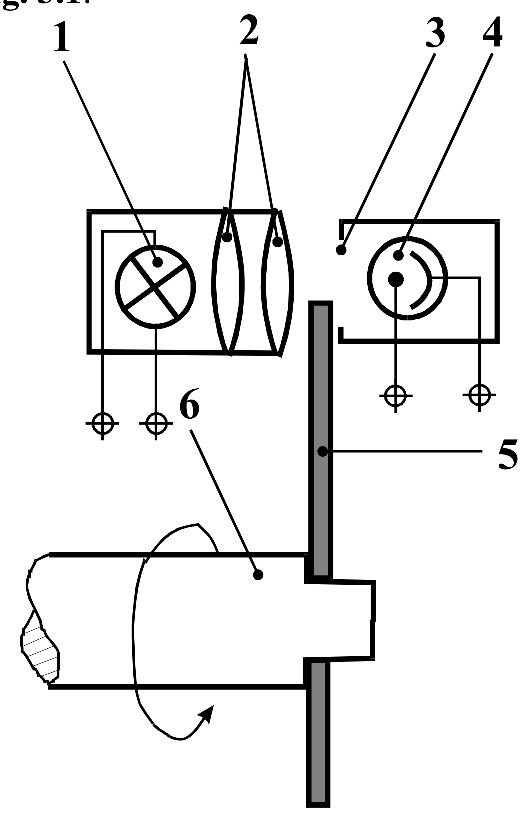


Fig. 3.1 - *Schema de principiu a traductorului de unghi*

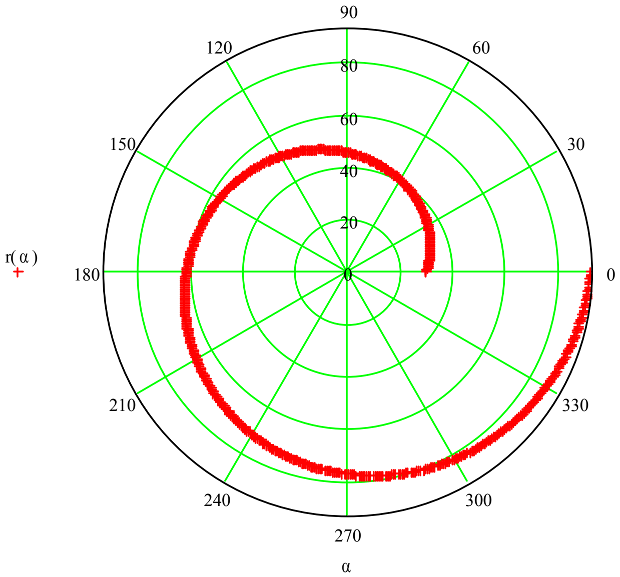
1-bec;
2-lentile;
3-fantă;
4-fotocelulă;
5-camă;
6-arborele de antrenare al traductorului

În principiu, traductorul de unghi de rotație este format dintr-un arbore (6), antrenat de către arborele cotit al motorului (direct sau prin intermediul unei curele dințate), pe care se găsește cama (5). În funcție de poziția în rotație a camei (5), aceasta va obtura mai mult sau mai puțin fanta (3), prin care lumina emisă de către becul (1) și focalizată de către sistemul de lentile (2) ajunge la fotocelula (4). Ca urmare, intensitatea iluminării fotocelulei va depinde de gradul de obturare al fantei (3) de către cama (5), deci de poziția în rotație a arborelui (6) și

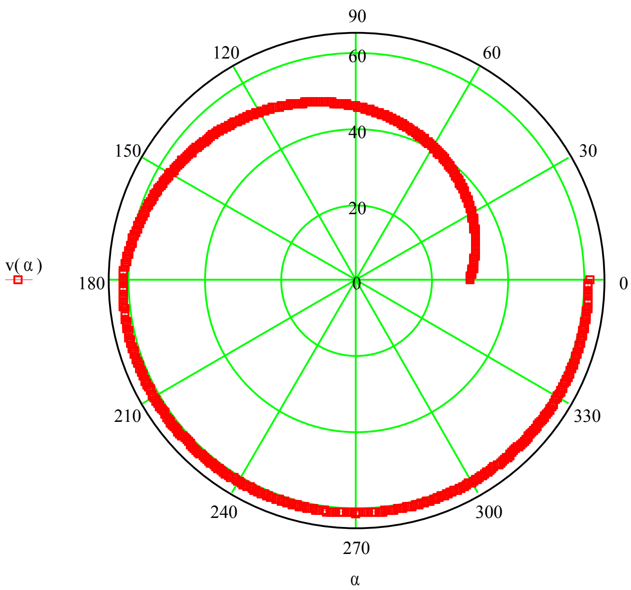
respectiv a arborelui cotit al motorului. Tipul de camă utilizat și raportul de transmitere a mișcării de la arborele cotit al motorului la arborele traductorului depind de tipul de diagramă care trebuie obținută. Astfel, dacă se urmărește obținerea diagramei indicate în coordonate (p, α), raportul de transmitere a mișcării va fi 2:1, iar cama va fi realizată după spirala lui Arhimede, (**fig. 3.2**), a cărei ecuație în coordonate polare este:

$$r = a + b \cdot \alpha ,$$

unde r este raza, α unghiul de rotație, iar $\boldsymbol{a}$ și $\boldsymbol{b}$ sunt constante.



a)



b)

Fig. 3.2 - *Profile de came realizate după spirala lui Arhimede*
a-camă pentru 360^0; b-camă pentru 180^0.

În cazul în care cama este de tipul celei din **fig. 3.2a**, datorită raportului de transmitere a mișcării, diagrama (p, α) va fi obținută pentru 720^0 R.A.C.[1] (deci pentru un ciclu funcțional complet). Pentru creșterea preciziei cu care se trasează diagrama (mai ales pentru faza de ardere), se folosește cama realizată după schema din **fig. 3.2b**, la care raza variază pe un interval unghiular de 180^0; ca urmare, diagrama indicată va fi trasată doar pentru 360^0 R.A.C. Acest interval unghiular se va alege astfel încât să cuprindă cursa de comprimare și cea de destindere, admisia și evacuarea nefiind reprezentate pe diagramă.

Pentru determinarea celor două constante ***a*** și ***b*** se folosesc notațiile din **fig. 3.3** precum și relațiile[2]:

$$a = r_{\min}, \qquad b = \frac{r_{\max} - r_{\min}}{\pi}.$$

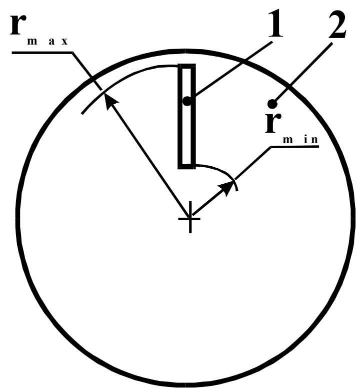


Fig. 3.3 - *Schemă pentru determinarea constantelor spiralei lui Arhimede*

1-fantă pentru iluminarea fotocelulei;
2-corpul traductorului.

Atunci când se dorește trasarea diagramei indicate în coordonate (p, V), cama este un disc montat excentric pe axul traductorului, conform schemei din **fig. 3.4**. Raportul de transmitere al mișcării de la arborele cotit al motorului la arborele traductorului va fi de 1:1.

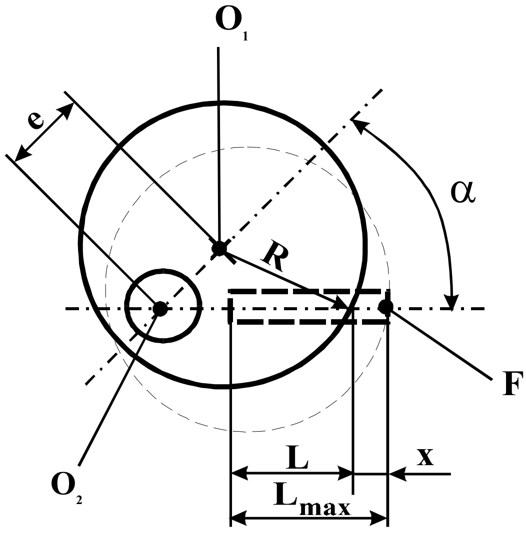


Fig. 3.4 - *Cama pentru trasarea diagramei indicate în coordonate (p, V)*

O_1-centrul discului camei;
O_2-centrul arborelui traductorului;
F-fantă pentru iluminarea fotocelulei;
L_{max}-lungimea totală a fantei;
L-lungimea fantei obturată de către camă;
R-raza discului camei;
e-excentricitatea;
α-unghiul de rotație al arborelui traductorului.

[1] ^{0}R.A.C. - grade rotație arbore cotit.
[2] Relațiile sunt valabile pentru cama pe 180^0.

Pentru ca deplasarea pe orizontală a spotului osciloscopului să urmărească aceeași lege de mișcare ca și pistonul motorului cu ardere internă, cama trebuie să îndeplinească o serie de condiții:

- $R = k \cdot l$, unde k este un factor de proporționalitate, iar l este lungimea bielei motorului cu ardere internă;
- $e = k \cdot r$, unde r este raza manivelei motorului cu ardere internă;
- $e = L_{max}/2$, pentru ca, la o rotație a camei, lungimea L să varieze de la 0 la L_{max}.

Pentru preluarea presiunii din cilindru se folosește un traductor piezoelectric de presiune, a cărui schemă de principiu este prezentată în **fig. 3.5**.

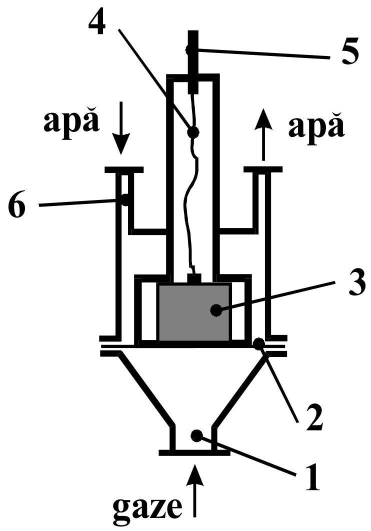


Fig. 3.5 - *Traductorul piezoelectric de presiune*

1-racord de legătură cu cilindrul;
2-membrană metalică;
3-cristal de cuarț; 4-conductor electric;
5-bornă centrală;
6-racord pentru apa de răcire.

Traductorul de presiune este montat în chiulasa motorului cu ardere internă, astfel încât racordul (1) să fie pus în legătură cu camera de ardere a motorului; presiunea gazelor din cilindru acționează asupra cristalului de cuarț (3) prin intermediul membranei metalice (2). Sub acțiunea solicitărilor mecanice de compresiune, pe fețele de acțiune ale forței se crează o diferență de potențial (ce depinde liniar de forța care acționează asupra cristalului, atât timp cât mărimea forței nu depășește o anumită valoare), care este preluată prin intermediul corpului metalic al traductorului si a bornei centrale (5). Mărimea suprafeței membranei metalice (2) depinde de presiunea de lucru a traductorului, traductoarele de presiune joasă (0…6 kgf/cm^2) având membrane cu suprafață mai mare decât cele de presiune medie (10…100 kgf/cm^2) sau de presiune mare (50…1000 kgf/cm^2). Borna centrală (5) este izolată electric de părțile metalice ale traductorului prin intermediul unui izolator ceramic. Spațiul din jurul monturii în care se găsește cristalul de cuarț este răcit cu apă, care se introduce prin racordul (6).

Prelucrarea diagramei indicate presupune cunoașterea perechilor de valori (p, α) sau (p, V) în orice punct al acesteia, ceea ce impune etalonarea prealabilă a traductorilor.

Traductorul de unghi de rotație nu se etalonează deoarece, cunoscând mărimea unghiului α [^{0}] pentru care se trasează diagrama sau cilindreea V a motorului [cm^3], precum și mărimea deplasării orizontale a spotului S_x [mm],

scara de transformare se stabilește cu ajutorul relațiilor:

$$k_X = \frac{\alpha}{S_X} \quad \left[\frac{grade}{mm \quad depl. \quad spot}\right],$$

$$k_X = \frac{V}{S_X} \quad \left[\frac{cm^3}{mm \quad depl. \quad spot}\right]$$

Traductoarele piezoelectrice de presiune trebuie etalonate în scopul determinării dependenței liniare care există între presiunea aplicată traductorului și mărimea semnalului electric generat, respectiv deplasarea pe verticală a spotului osciloscopului. În acest scop se folosesc dispozitive pneumatice sau hidraulice de etalonare; etalonarea se realizează cu instalația în montaj de ridicare a diagramei indicate (același cablu de legătură între osciloscop și traductor, aceeași poziție a comutatoarelor osciloscopului etc.).

Pentru etalonarea traductoarelor piezoelectrice de presiune se folosesc dispozitive hidraulice sau pneumatice.

Dispozitivul hidraulic de etalonare (**fig. 3.6a**) este format din rezervorul de ulei (1), din care se alimentează cu ulei camera de presiune (2). În acest scop, robinetul de legătură (3) se deschide, iar pistonul (4) este retras către dreapta cu ajutorul șurubului (5). Pentru etalonarea traductorului (6), racordat la camera de presiune (2), robinetul (3) se închide, iar pistonul (4) este deplasat către dreapta cu ajutorul șurubului (5). Presiunea aplicată traductorului este măsurată cu ajutorul manometrului (7), aflat de asemenea în legătură cu camera de presiune (2).

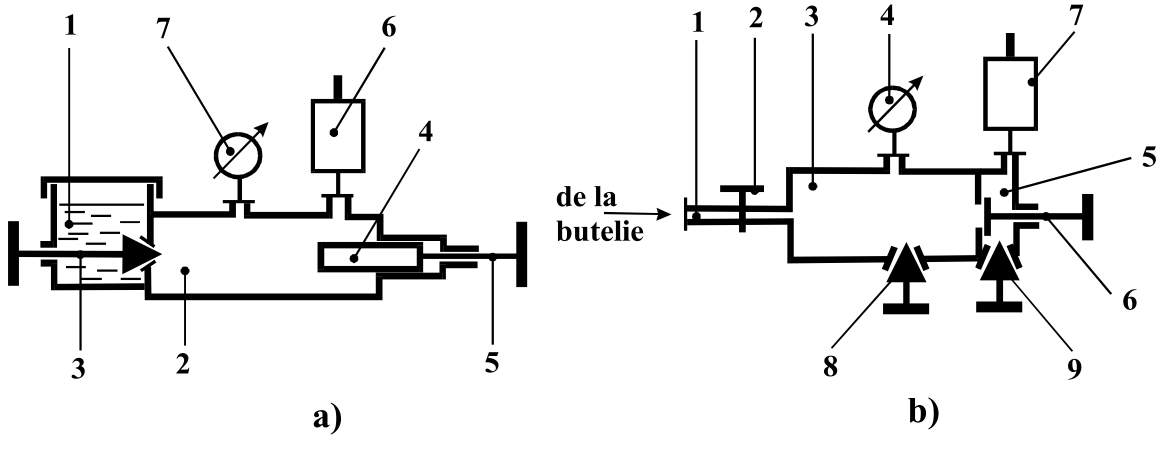


Fig. 3.6 - *Dispozitive pentru etalonarea traductoarelor de presiune*

a - dispozitiv hidraulic:

1-rezervor de ulei; 2-cameră de presiune; 3-robinet; 4-piston; 5-șurub de acționare; 6-traductor de presiune; 7-manometru.

b-**dispozitiv pneumatic:**

1-racord de legătură; 2, 6, 8, 9-robinete; 3-cameră primară; 4-manometru; 5-cameră secundară; 7-traductor de presiune.

Dispozitivul pneumatic de etalonare (**fig. 3.6b**) trebuie conectat la o butelie cu gaz sub presiune. Gazul sub presiune din butelie pătrunde în camera (3), trecând prin racordul (1); presiunea din această cameră este măsurată cu ajutorul manometrului (4). Traductorul care trebuie etalonat este montat în camera secundară (5), separată de camera primară prin intermediul robinetului (6); volumul camerei secundare este mult mai mic decât volumul camerei primare. Pentru etalonarea traductorului, se deschide robinetul (6), astfel încât presiunea din camera primară să se transmită și în camera secundară.

Cunoscându-se presiunea ***p*** aplicată traductorului de presiune precum și mărimea deplasării verticale a spotului $\boldsymbol{S_y}$ [mm], scara de transformare se stabilește cu ajutorul relației:

$$k_Y = \frac{p}{S_X} \quad \left[\frac{bar}{mm \quad depl. \quad spot}\right].$$

3.2. Desfășurarea lucrării

În cadrul acestei lucrări se va ridica și prelucra diagrama indicată a unui motor cu aprindere prin scânteie de tip ***KOVO***, în patru timpi, monocilindric, cu raport de comprimare variabil, destinat determinării cifrei octanice a benzinei, având următoarele caracteristici:

- cursa: S=114,3 mm;
- alezajul: D=82,56 mm;
- cilindreea: V_S=612 cm^3;
- raportul de comprimare: reglabil, ε=4…10;
- lungimea bielei: l= 254 mm;
- avansul la producerea scânteii electrice: reglabil în limitele ±40^0 R.A.C.;
- alimentare: prin carburator prevăzut cu trei camere de nivel constant;
- turația de funcționare: n = 600 rot/min;
- mecanism de distribuție: cu arbore cu came în bloc și două supape așezate în chiulasă, acționate prin tije împingătoare și culbutori.

Motorul termic este antrenat prin intermediul unui motor electric trifazat sincron, care are și rolul de a menține constantă turația motorului.

Modificarea raportului de comprimare se realizează prin deplasarea pe verticală a cilindrului și a chiulasei față de blocul motor; în acest scop, cilindrul este fixat de blocul motor prin intermediul unei piulițe și poate fi ridicat sau coborât prin rotirea piuliței de fixare cu ajutorul unui mecanism de tip melc-roată melcată, acționat cu o manivelă. Mecanismul de distribuție este prevăzut cu un dispozitiv special, care asigură menținerea constantă a jocului dintre culbutor și coada supapei la modificarea raportului de comprimare.

Motorul este prevăzut cu un mecanism de echilibrare format din două manetoane care încadrează manetonul principal al arborelui cotit și sunt decalate cu 180^0 față de acesta; pe aceste manetoane sunt montate două biele și două pistoane din fontă, cu rol de contragreutăți. Pistoanele se deplasează în două

pahare din oțel, montate în blocul motor. Această construcție permite echilibrarea în întregime a forțelor de inerție produse în timpul funcționării motorului.

Pentru ridicarea diagramei indicate în coordonate (p, α) se folosește un traductor de unghi de rotație antrenat de la arborele cotit al motorului prin intermediul unei curele de distribuție (raport de transmitere 2:1) și un traductor piezoelectric de presiune montat în chiulasă. Pe arborele cotit al motorului este montat și un traductor optic de punct mort superior (asemănător cu cel prezentat în lucrarea "*Determinarea randamentului umplerii*").

Pentru trasarea diagramei indicate se folosește un osciloscop de tip ***IAN 101***. Acesta este prevăzut cu două tuburi catodice cu câte două spoturi. În cadrul acestei lucrări se va folosi doar unul din tuburile catodice, unul din spoturi fiind utilizat pentru trasarea diagramei indicate propriu-zise, iar cel de al doilea pentru marcarea pe diagramă a punctului mort interior și a momentului producerii scânteii electrice.

Înainte de prelucrarea diagramei, se va realiza etalonarea traductorului de presiune.

Prelucrarea diagramei indicate presupune întâi fotografierea acesteia, toate operațiile ulterioare realizându-se pe fotografia astfel obținută. Prelucrarea diagramei indicate va avea loc în următoarele etape:

- cunoscându-se scara de transformare pentru deplasarea spotului pe orizontală și pe verticală, se etalonează axa unghiurilor si cea a presiunilor;
- pentru trecerea la diagrama indicată (p, V), se transformă unghiurile în volume, folosindu-se relația:

$$V = V_C + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot r \cdot \left[1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2 \cdot \alpha)\right] \quad \left[cm^3\right],$$

unde:

  - $V_C = \dfrac{V_S}{\varepsilon - 1}$;
  - V_S - cilindreea, cm^3;
  - D - alezajul, cm;
  - $r = \dfrac{S}{2}$ - raza manivelei, cm;
  - S - cursa, cm;
  - $\lambda = \dfrac{r}{l}$;
  - l - lungimea bielei, cm;
  - α - unghiul de rotație al arborelui cotit, grade; $\alpha \in [180^0, 540^0]$.
- se trasează diagrama indicată în coordonate (p, V);
- se planimetrează diagrama indicată și se determină presiunea medie indicată, p_i;
- se determină puterea indicată a motorului, P_i, cu ajutorul relației:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_S \cdot n}{120000} \quad [kW],$$

unde:

- p_i-presiunea medie indicată, N/m^2;
- V_S-cilindreea, m^3;
- n-turația, rot/min.

- se determină lucrul mecanic indicat, $L_i = p_i \cdot V_S$ [J].

Determinarea suprafeței închise de diagrama indicată se va realiza cu ajutorul unui planimetru. Pentru a micșora erorile de planimetrare, operația se va repeta de trei ori, suprafața luată în considerație fiind media aritmetică a celor trei măsurători.

- se determină exponentul politropic mediu al curbei de destindere; în acest scop, porțiunea din diagramă corespunzătoare destinderii se împarte în segmente prin trasarea a cinci izocore. Pentru fiecare segment al curbei, exponentul politropic se determină cu ajutorul relației:

$$n = \frac{\log p_i - \log p_{i-1}}{\log V_{i-1} - \log V_i}.$$

Exponentul politropic mediu se determină ca medie aritmetică a celor cinci valori.

Lucrarea Nr. 4.

DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE UMPLERE LA MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ

4.1. Generalități

Trecerea încărcăturii proaspete din mediul exterior în motor are loc cu pierderi. Acestea sunt:

- gazodinamice (liniare sau locale);
- termice.

Pierderile gazodinamice sunt legate de dimensiunile, arhitectura și starea suprafețelor interioare ale sistemului de alimentare. Astfel, o primă sursă de de rezistență gazodinamică o constituie filtrul de aer; în cazul motoarelor cu aprindere prin scânteie, prezența difuzorului (care introduce o variație importantă a secțiunii de trecere) și a clapetei de accelerație introduc de asemenea rezistențe gazodinamice. Colectorul de admisie, realizând devierea curentului de gaz, contribuie la creșterea rezistenței gazodinamice; în canalul de admisie din chiulasă au loc atât devierea curentului de fluid cât și variația secțiunii de trecere în zona de racordare cu poarta supapei, însoțite de asemenea de apariția de pierderi gazodinamice. În sfârșit, trecerea fluidului prin poarta supapei de admisie este însoțită atât de scăderea secțiunii de trecere cât și de devierea curentului de gaz; ca urmare, aproximativ 70-80% din totalul pierderilor se datoresc trecerii fluidului pe sub supapa de admisie. În cazul motoarelor cu aprindere prin scânteie cu carburator, la care amestecul se formează în exteriorul motorului, menținerea picăturilor de combustibil în curentul de aer impune viteze ridicate ale acestuia; pentru un anumit debit de fluid aspirat de către motor, realizarea acestei viteze ridicate de curgere se realizează prin micșorarea secțiunilor de trecere, însoțită de creșteri corespunzătoare ale rezistenței gazodinamice.

Pierderile termice sunt datorate încălzirii fluidului proaspăt prin transfer de căldură de la pereții calzi ai motorului. Acest fenomen este mai accentuat la motoarele cu aprindere prin scânteie cu carburator, la care este necesară preîncălzirea colectorului de admisie în scopul asigurării vaporizării combustibilului. Ca urmare, datorită încălzirii, masa încărcăturii proaspete reținute în cilindru scade.

Având în vedere toate aceste aspecte, apare necesitatea precizării unor parametri care să caracterizeze perfecțiunea umplerii cilindrului motorului cu fluid proaspăt. Într-o primă abordare, un astfel de parametru îl constituie masa de încărcătură proaspătă reținută în cilindru. Acest parametru nu permite însă aprecierea calității umplerii și nici efectuarea unor comparații asupra schimbului

de gaze la motoare diferite.

Un alt criteriu de apreciere a perfecțiunii umplerii presupune efectuarea unei comparații între cantitatea de încărcătură efectiv reținută în cilindru și cantitatea de încărcătură ce ar putea fi reținută în cilindru, în condiții optime. Acest mod de apreciere a umplerii cilindrului pune însă două probleme:

- precizarea condițiilor de temperatură și presiune;
- volumul disponibil.

În ceea ce privește condițiile de temperatură și presiune, pentru motorul cu admisie normală, este rațională utilizarea ***parametrilor de la intrarea în motor***; iar pentru motorul cu admisiune forțată (supraalimentat), se folosesc parametrii de la ***ieșirea din organul de precomprimare*** a încărcăturii proaspete (sau din răcitorul intermediar, dacă acesta există).

Aprecierea volumului disponibil pentru umplerea cu fluid poaspăt este dificilă, dacă ar fi să ținem cont chiar și numai de prezența în cilindru a gazelor arse reziduale. Din acest motiv, prin convenție s-a stabilit că volumul disponibil pentru umplere să fie ***cilindreea***.

Ținând cont de aceste precizări, se poate defini un criteriu de apreciere a perfecțiunii umplerii cilindrului cu fluid proaspăt, denumit ***coeficient de umplere*** sau ***randament al umplerii***, dat de relația:

$$\eta_V = \frac{m_a}{m_{a0}};$$

unde m_a estecantitatea de fluid proaspăt efectiv reținută în cilindru, la presiunea p_0 și temperatura T_0, în kg, iar m_{a0} este cantitatea de fluid proaspăt care ar putea fi reținută în cilindru în absența pierderilor gazodinamice și termice, la presiunea p_0 și temperatura T_0, în kg.

Considerând că:

$$m_a = \rho_0 . V_S', \quad m_{a0} = \rho_0 . V_S,$$

rezultă:

$$\eta_V = \frac{V_S'}{V_S},$$

unde V_S' este volumul pe care l-ar ocupa încărcătura, în condițiile de stare de la intrarea în motor (p_0, T_0).

Determinarea coeficientului de umplere se poate face prin calcul sau prin măsurare directă.

Determinarea prin calcul a coeficientului de umplere pornește de la următoarele ipoteze simplificatoare:

- gazele reziduale ocupă volumul V_c (**fig. 4.1**), fiind la presiunea p_r și temperatura T_r;
- deosebirile de compoziție chimică dintre încărcătura proaspătă, gazele

reziduale și amestecul dintre acestea se neglijează;

- la sfârșitul umplerii, în cilindru nu există mișcare a încărcăturii proaspete.

Din ecuația de bilanț energetic rezultă:

$$U_1 + L_1 + U_r = U_a + L_2,$$

unde:

⇒ U_1 - energia internă a încărcăturii proaspete;

⇒ L_1 - lucrul mecanic de curgere a încărcăturii proaspete, până la intrarea în cilindru;

⇒ U_r - energia internă a gazelor arse restante;

⇒ U_a - energia finală a încărcăturii;

⇒ L_2 - lucrul mecanic efectuat de încărcătura proaspătă, după intrarea în cilindru;

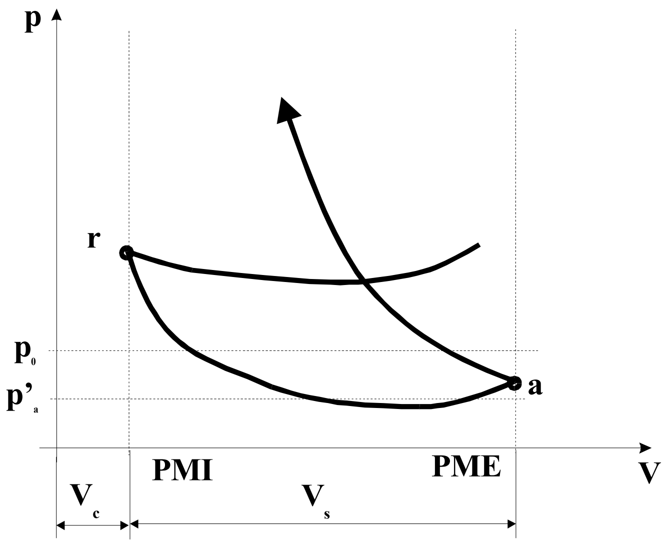


Fig. 4.1 - *Diagrama de pompaj*

⇒ $U_1 = mc_V . M_1 . T_0;$ $U_r = mc_V . M_r . T_r;$ $U_a = mc_V . M_a . T_a^{'};$ sau $U_1 = mc_V \frac{p_a . V_s^{'}}{R_m};$ $U_r = mc_V \frac{p_r . V_C}{R_m};$ $U_a = mc_V \frac{p_a . V_a}{R_m}$

unde mc_v sunt căldurile specifice molare, iar *M* sunt cantitățile, în kmoli;

⇒ $L_1 = p_0 V'_S = p_0 V_S \eta_v$ - se consideră că deplasarea volumului V'_S de încărcătură proaspătă pe traseul de admisie are loc la presiunea constantă p_0;

⇒ $L_2 = p'_a V_s$, unde p'_a este presiunea medie din cilindru pe timpul admisiei.

Se presupune că $p'_a = \mu . p_a$; de asemenea, deoarece umplerea nu începe în ***r*** și nu se termină în ***a***, se va introduce un coeficient λ_0 de compensare a duratei

umplerii ($\lambda_0>1$). Pentru a ține cont și de încălzirea încărcăturii proaspete se introduce coeficientul $\delta_0 = \dfrac{T_0}{T_0 + \Delta T}$.

Pentru prelucrarea ecuației de bilanț energetic, se ține cont și de următoarele:

- $\dfrac{mc_v}{R_m} + 1 = \dfrac{mc_p}{R_m} = \dfrac{k}{k-1}$;
- $\dfrac{V_a}{V_c} = \varepsilon, \dfrac{V_S}{V_c} = \varepsilon - 1$;
- la motoarele rapide $p'_a = p_a$ și deci $\mu=1$.

În cele din urmă rezultă următoarea relație de calcul pentru coeficientul de umplere:

$$\eta_V = \delta_0 \lambda_0 \frac{1}{k(\varepsilon - 1)} \left[\frac{p_a}{p_0} (\varepsilon . k - k + 1) - \frac{p_r}{p_0} \right].$$

Pentru motoarele lente, putem considera $L_1 - L_2 \approx 0$ și rezultă:

$$\eta_V = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\frac{p_a}{p_0} \varepsilon - \frac{p_r}{p_0} \right) \lambda_0 \delta_0$$

Determinarea coeficientului de umplere prin măsurare directă constituie subiectul acestei lucrări și va fi prezentată detaliat pe parcursul acestui material.

Influențe asupra coeficientului de umplere

Coeficientul de umplere este influențat de turația motorului și de sarcina acestuia.

Turația influențează coeficientul de umplere atât direct, cât și prin fazele de distribuție, rezultând o variație $\eta_V = f(n)$ ca cea din **fig. 4.2**. Astfel, odată cu creșterea turației, crește viteza de curgere a fluidului proaspăt; în același timp, cresc pierderile gazodinamice, rezultatul fiind scăderea coeficientului de umplere.

Pentru determinarea influenței fazelor de distribuție, să considerăm cazul din **fig. 4.3**, în care s-au trasat diagramele de pompaj pentru două turații diferite ale motorului ($n_1 < n_2$).

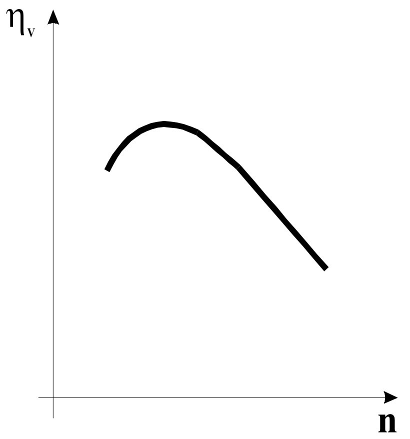


Fig. 4.2 - *Influența turației asupra randamentului umplerii*

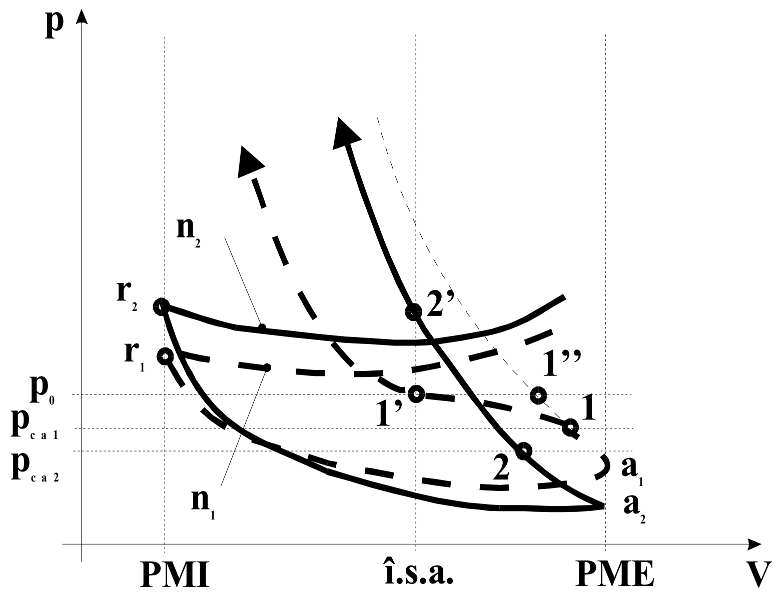


Fig. 4.3 - *Influența fazelor de distribuție*

Se observă că, pentru turația n_1 (mică), efectul umplerii prin inerție a cilindrului este redus; ca urmare, pentru această turație, închiderea supapei de admisie ar trebui să aibă loc în 1''. Pentru turația n_2 (mare), efectul inerțional al coloanei de gaz fiind accentuat, închiderea supapei de admisie are loc în 2'; pe porțiunea 2 - 2', umplerea cilindrului are loc prin inerție, cu toate că presiunea din cilindru este mai mare decât cea din colectorul de admisie. Rezultă că dacă fazele de distribuție (respectiv momentul închiderii supapei de admisie) sunt optime pentru turația n_2, la turația n_1, pe porțiunea 1 - 1', o parte din fluidul proaspăt se întoarce în colectorul de admisie, cu înrăutățirea corespunzătoare a coeficientului de umplere. Ca urmare, la turații $n > n_2$, coeficientul de umplere scade datorită creșterii rezistențelor gazodinamice, în timp ce la turații $n < n_2$ randamentul umplerii scade datorită neadaptării fazelor de distribuție.

Coeficientul de umplere este influențat de frecvența și amplitudinea undelor de presiune din colectorul de admisie, anumite turații putând favoriza umplerea cilindrului (**fig. 4.4a**), în timp ce alte turații pot conduce la înrăutățirea umplerii cilindrului (**fig. 4.4b**).

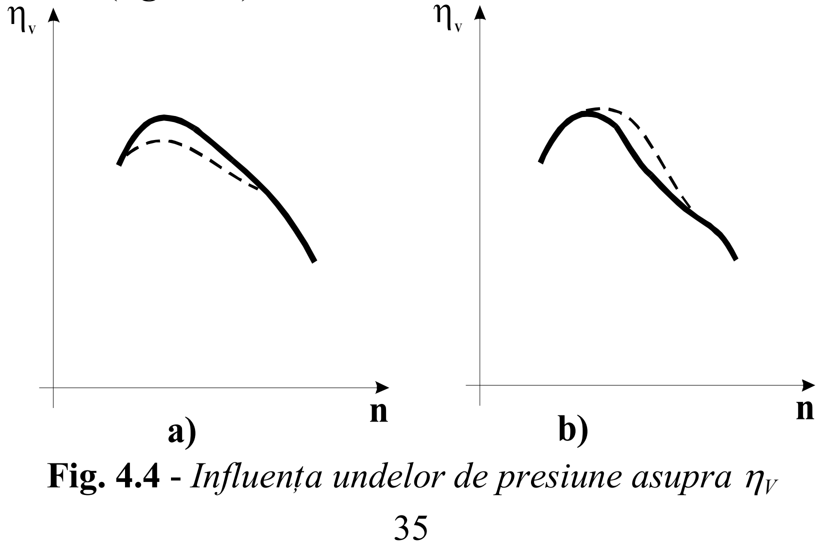


Fig. 4.4 - *Influența undelor de presiune asupra* η_V

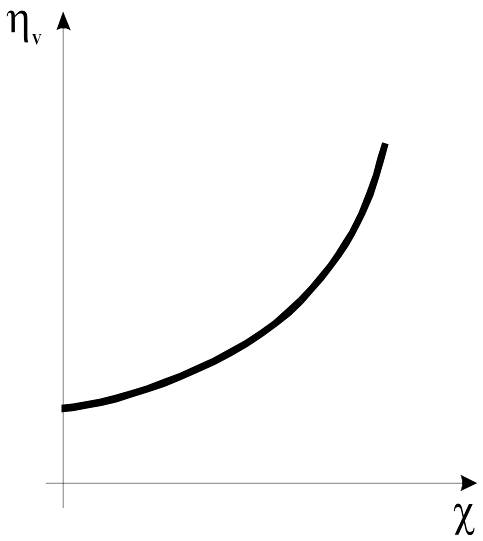


Fig. 4.5 - *Influența sarcinii asupra η_V, la m.a.s*

Influența sarcinii asupra randamentului umplerii depinde de tipul motorului. Astfel, la motoarele cu aprindere prin scânteie cu carburator, la care variația sarcinii se realizează prin obturarea admisiei, odată cu creșterea sarcinii se înregistrează o creștere a coeficientului de umplere (**fig. 4.5**), datorită scăderii gradului de obturare a admisiei. La motoarele Diesel, variația sarcinii se obține prin modificarea cantității de combustibil injectate în cilindru, fără a se interveni în vreun mod pe traseul de admisie; ca urmare, nu există nici o legătură directă între randamentul umplerii și sarcină.Există însă o legătură indirectă între acești doi factori: odată cu creșterea sarcinii crește nivelul termic al motorului, deci crește gradul de încălzire a fluidului proaspăt, cu reducerea corespunzătoare a coeficientului de umplere. În același timp, odată cu creșterea sarcinii crește și cantitatea de gaze arse reziduale, însoțită de asemenea de scăderea randamentului umplerii. Ca urmare, la motoarele cu aprindere prin comprimare, randamentul umplerii scade odată cu creșterea sarcinii.

4.2. Determinarea experimentală a coeficientului de umplere

Pentru determinarea experimentală a randamentului umplerii se folosește o instalație experimentală, a cărei schemă de principiu este prezentată în **fig. 4.6**.

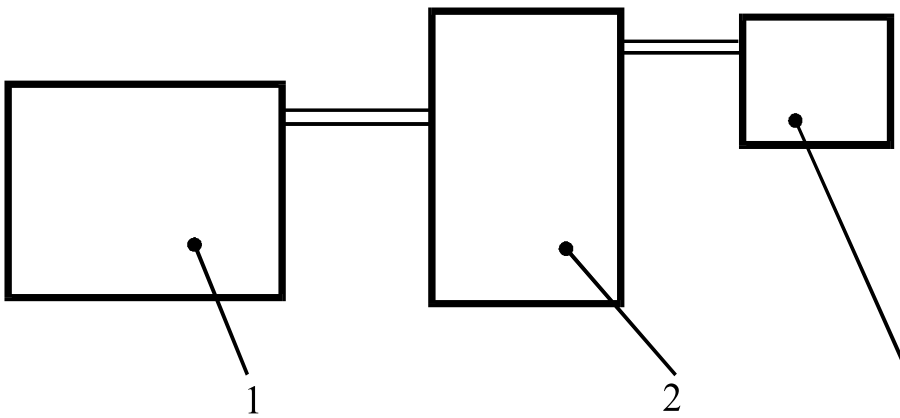


Fig. 4.6 - *Schema de principiu a instalației experimentale*
1-motor; 2-rezervor tampon; 3-contor de gaz.

În cadrul încercărilor se va folosi un motor cu aprindere prin comprimare în patru timpi, cu injecție directă, de tip ***D-110***, având următoarele caracteristici:

- număr de cilindri: 4;

- cursa S = 0,13 m;
- alezajul: D = 0,108 m;
- raportul de comprimare: ε = 17;
- puterea maximă: P_{emax} = 65 CP la 1800 rot/min.

Motorul este montat pe un stand de frânare tip ***IRIMD - IMA Iași***, echipat cu frână hidraulică.

Pentru determinarea coeficientului de umplere este necesară măsurarea volumului de aer absorbit de către motor. În acest scop se folosește un contor de gaz, a cărui schemă de principu este prezentată în **fig. 4.7**.

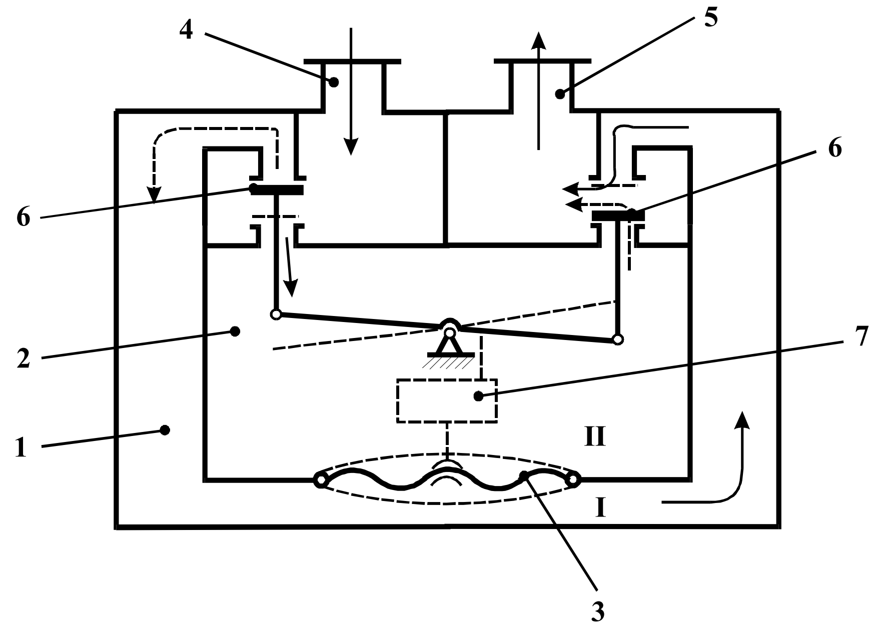


Fig. 4.7 - *Schema contorului de gaz*
1, 2-compartimente; 3-membrană elastică; 4-racord de intrare; 5-racord de ieșire; 6-supape; 7-mecanism de comandă și contorizare.

Contorul de gaz este format dintr-o carcasă etanșă, în interiorul căreia se găsesc compartimentele (1) și (2), separate de către membrana elastică (3). Legătura dintre cele două compartimente și racordurile de intrare (4) și de ieșire (5) este stabilită prin intermediul supapelor (6). Pentru poziția din figură a supapelor, aerul aspirat de către motor intră în compartimentul (2), deformând membrana elastică în poziția (I). Ca urmare a deformării membranei, au loc următoarele fenomene:

- aerul existent în compartimentul (1) este expulzat prin racordul de ieșire (5);
- prin intermediul mecanismului de contorizare (7), se comandă basculareа supapelor (poziția figurată cu linie întreruptă), racordul de intrare (4) fiind pus în legătură cu compartimentul (1), în timp ce racordul de ieșire (5) este pus în legătură cu compartimentul (2).

Dispozitivul de contorizare și comandă (7) realizează atât bascularea supapelor cât și înregistrarea volumului de gaz ce a trecut prin contor, volum care este proporțional cu numărul de basculări ale supapelor (6).

Pentru ușurarea determinării volumului de aer aspirat de către motor, contorul de gaz a fost automatizat, pe axul dispozitivului de numărare montându-

se un disc cu 100 de fante și un traductor fotoelectric de impulsuri (**fig. 4.8**). Traductorul este format dintr-o diodă LED și un fototranzistor, ambele funcționând în domeniul infraroșu.

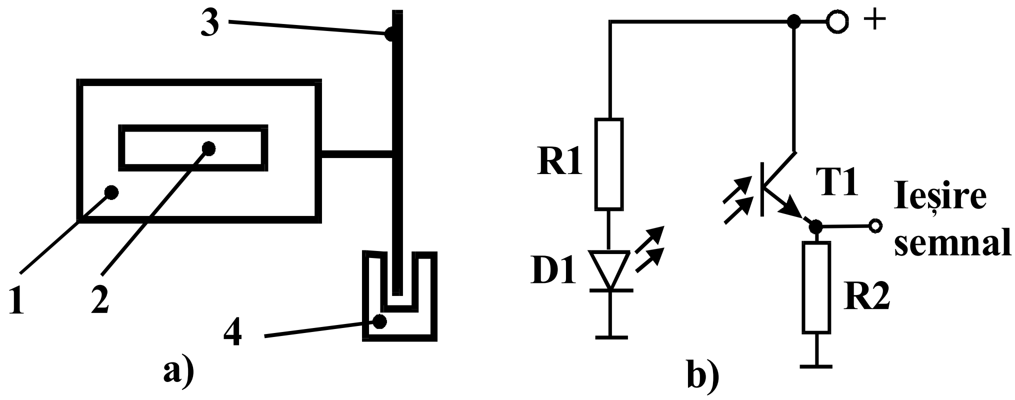


Fig. 4.8 - *Traductorul de impulsuri*
a-schema generală; b-schema traductorului;
1-dispozitiv mecanic de numărare; 2-fereastră; 3-disc cu fante; 4-traductor; D1-diodă LED; T1-fototranzistor; R1, R2-rezistențe.

Discul cu fante asigură întreruperea fluxului de radiație infraroșie, astfel încât pentru fiecare rotație completă a discului (3) se obțin 100 impulsuri (deci 100 impulsuri/m^3). Pentru determinarea debitului de aer aspirat de către motor, traductorul este conectat la un dispozitiv electronic de numărare, a cărui schemă de principiu este prezentată în **fig. 4.9**.

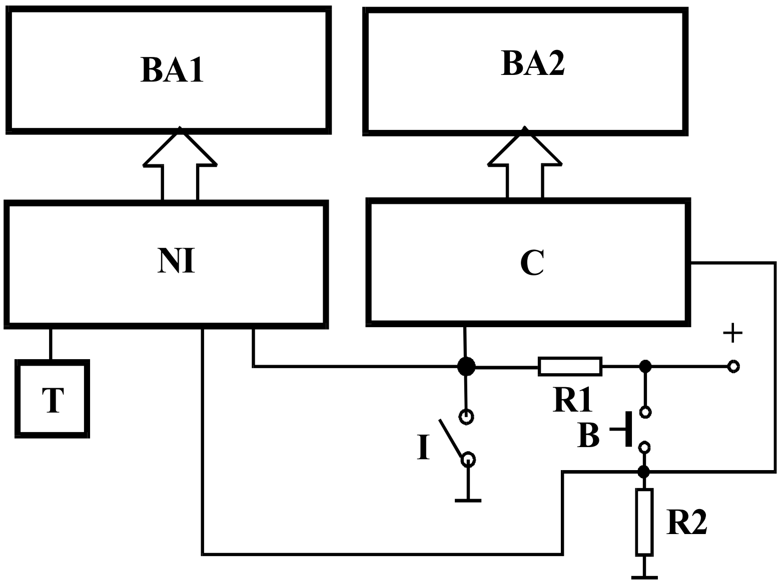


Fig. 4.9 - *Schema dispozitivului electronic de numărare*
BA1, BA2-blocuri de afișare; NI-numărător de impulsuri; C-cronometru; T-traductor de impulsuri; B-buton de aducere la zero; I-buton de oprire a numărătorii; R1, R2-rezistențe.

Se observă că dispozitivul permite determinarea simultană a numărului de impulsuri (deci a volumului de gaz care a trecut prin contor, egal cu numărul de impulsuri/100 - m^3) precum și a timpului, putându-se astfel calcula debitul de aer (în m^3/s). Înainte de începerea numărătorii, atât numărătorul de impulsuri cât și cronometrul se aduc la zero prin apăsarea butonului (B). Oprirea numărătorii impulsurilor și a cronometrului se realizează prin închiderea întrerupătorului (I). Pentru determinarea coeficientului de umplere se folosește relația:

$$\eta_V = V'_t/V_t,$$

unde V'_t este volumul de aer absorbit de către motor, în m^3, iar V_t este volumul disponibil (cilindrea totală), în m^3; $V_t = i.V_s$, V_s fiind cilindreea unitară.

Volumul de aer aspirat de către motor se determină cu relația:

$$V_t^{'} = \frac{\dot{V}}{n/2},$$

unde :

- $\dot{V}$ este debitul de aer aspirat de către motor, în m^3/min;
- n este turația motorului, în rot/min.

Determinările experimentale vor urmări ridicarea curbelor de variație ale coeficientului de umplere în funcție de turația și sarcina motorului.

Pentru determinarea variației $\eta_V = f(n)$, pârghia de accelerație a pompei de injecție se va menține într-o poziție constantă, turația fiind modificată prin încărcarea motorului cu ajutorul frânei hidraulice.

Ridicarea curbei de variație a coeficientului de umplere în funcție de sarcină se realizează la o turație constantă a motorului. Acesta se încarcă progresiv cu ajutorul frânei, pentru fiecare regim de putere turația fiind menținută constantă prin acționarea corespunzătoare a pârghiei de accelerație a pompei de injecție.

Rezulatele încercărilor se vor trece într-un tabel și apoi se vor trasa cele două curbe de variație a coeficientului de umplere.

Turația n, rot/min	Forța la frână, F, kgf	P_e=F.n/1000, CP	Nr. impul-suri,N	Timpul t, s	$\dot{V}$ =Nt/6000 m^3/min	V'_t m^3	η_V

Lucrarea Nr. 5.

RIDICAREA CARACTERISTICII DE TURAȚIE LA SARCINA NULĂ LA UN MOTOR DIESEL. VARIAȚIA COEFICIENTULUI DE UMPLERE PE CARACTERISTICA DE TURAȚIE

5.1. Considerații generale

Caracteristica de turație la sarcină nulă numită, și “caracteristica de mers în gol”, stabilește dependența consumului orar de combustibil C_h funcție de turația arborului motor la funcționarea în gol.

În unele cazuri, pentru compararea motoarelor din punct de vedere a consumului de combustibil la sarcină nulă, se folosește consumul orar de combustibil raportat la unitatea de cilindree, adică:

$$C_0 = C_h / V_t ,$$

unde V_t este capacitatea cilindrică a motorului.

În această lucrare, pe diagrama caracteristicii de turație la sarcină nulă se va trasa și curba de variație a coeficientului de umplere.

Ridicarea caracteristicii de turație la sarcină nulă se efectuează variind turația motorului de la valoarea minimă de mers în gol pînă la turația nominală, pentru fiecare regim de turație determinâdu-se consumul orar de combustibil și coeficientul de umplere.

Înainte de a se începe determinările se verifică dacă pompa de injecție este cea indicată de către uzina constructoare pentru tipul respectiv de motor.

Ridicarea caracteristicii de turație la sarcină nulă la motoarele Diesel se execută de obicei cu regulatorul de turație al pompei de injecție în funcțiune.

În **fig. 5.1** se prezintă o caracteristică de mers în gol, pentru un motor cu aprindere prin comprimare. După cum se observă, consumul orar de combustibil crește proporțional cu mărirea turației.

Pentru a explica această creștere a consumului, trebuie analizate sursele de consum de energie la funcționarea motorului în gol. Astfel, o parte din energia dezvoltată prin arderea combustibilului se consumă prin transfer de căldură la exterior, căldură vehiculată prin apa de răcire. Cantitatea de căldură transferată pe unitatea de timp mediului exterior se va mări odată cu creșterea turației deoarece, la mărirea turației, frecvența de succesiune a ciclurilor crește și, ca urmare, crește

cantitatea de căldură transmisă apei în unitatea de timp. Deci, odată cu mărirea turației arborelui motor, se intensifică schimbul de căldură cu exteriorul, ceea ce duce la o mărire a consumului orar de combustibil.

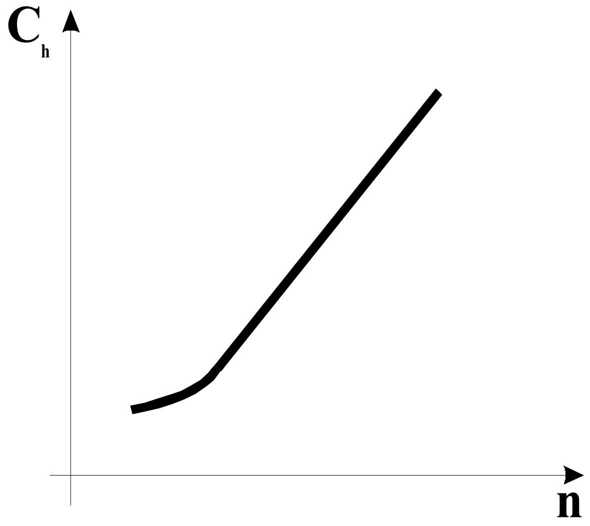


Fig. 5.1 - *Caracteristica de mers în gol*

O altă parte din energia dezvoltată prin arderea combustibilului se consumă pentru antrenarea mecanismelor auxiliare ale motorului (ventilator, pompă de apă, pompă de injecție, pompă de ulei, generator electric) și pentru învingerea forțelor de frecare ce apar la piesele cu mișcare reciprocă. Consumul de putere pentru acționarea mecanismelor auxiliare proprii și pentru învingerea frecărilor se mărește odată cu creșterea turației, având ca efect mărirea consumului orar de combustibil la mersul în gol pe măsură ce crește turația arborului motor.

La creșterea consumului orar de combustibil cu turația mai contribuie și faptul că, la mers în gol, condițiile în care se desfășoară arderea se înrăutățesc odată cu mărirea turației.

În cadrul lucrării, pe diagrama caracteristicii de turație la sarcină nulă se va reprezenta și variația cantității de combustibil introdusă pe cilindru în funcție de turația arborelui motor.

Cantitatea de combustibil C_c introdusă pe cilindru se va calcula cu relația:

$$C_c = \frac{C_h}{30n},$$

unde:

C_h= consumul orar de combustibil, în kg/ h;

n = turația arborului motor, în rot/ min.

Această curbă dă indicații asupra alegerii regimului optim de mers în gol al motorului.

5.2. Instalația experimentală

Standul de încercări cuprinde următoarele elemente: motorul cu aprindere prin comprimare, instalația de măsurare a consumului de combustibil, dispozitivul de măsurare a consumului de aer la aspirație, aparatură de măsură și control, conducte, armături etc.

Motorul cu ardere internă folosit este de tipul ***D-110***, având următoarele caracteristici:

- număr de cilindri: 4;
- cursa S = 0,13 m;
- alezajul: D = 0,108 m;
- raportul de comprimare: ε = 17;
- puterea maximă: P_{emax} = 65 CP la 1800 rot/min.

În **fig. 5.2** este prezentată schema de principiu a instalației pentru determinarea consumului de combustibil. Aceasta permite măsurarea timpului necesar consumării a 100 g de combustibil; consumul orar de combustibil se determină cu relația:

$$C_h = \frac{360}{tc}, [kg/h],$$

unde *tc* reprezintă timpul în care se consumă cele 100 g de combustibil, măsurat în s.

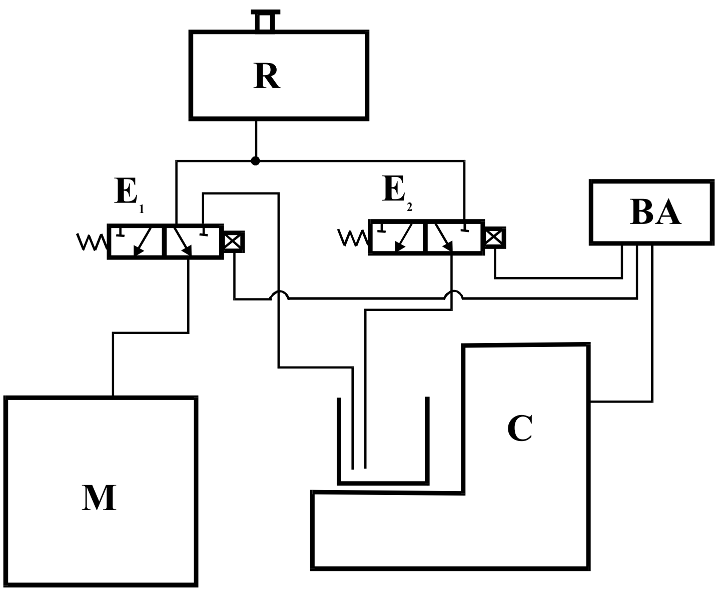


Fig. 5.2 - *Schema instalației pentru determinarea consumului de combustibil*
R-rezervor de combustibil; **M**-motor; **C**-cântar; **BA**-bloc de automatizare; $\mathbf{E_1}$, $\mathbf{E_2}$-electrovalve.

Măsurarea consumului de combustibil începe în momentul acționării butonului “Consum” de pe blocul de automatizare BA. Ca urmare, motorul (M)

va fi alimentat, prin intermediul electrovalvei E_1, din recipientul așezat pe cântarul (C); în același timp, cronometrul blocului de automatizare (BA) este pornit. După consumarea a 100 g de combustibil, cronometrul este oprit automat, motorul fiind alimentat cu motorină din rezervorul (R).

Pentru realizarea unei noi determinări, recipientul așezat pe cântar trebuie umplut din nou cu combustibil; acest lucru se realizează prin acționarea butonului "*Umplere*".

Rezultatele încercărilor se vor trece într-un tabel și apoi se vor trasa cele două curbele de variație a consumului orar de combustibil, a cantității de combustibil introduse pe ciclu și a coeficientului de umplere, în funcție de turația motorului.

Nr. crt.	n [rot/min]	tc [s]	C_h [kg/h]	C_c [kg/ciclu]	η_V

Lucrarea Nr. 6.

CARBURATOARE

6.1. Generalități

Carburatorul are rolul de a asigura pulverizarea combustibilului, vaporizarea și amestecarea sa parțială cu aerul, precum și dozarea combustibilului și a încărcăturii proaspete în funcție de regimul funcțional al motorului.

Aprecierea cantității de combustibil existente în masa de amestec se realizează cu ajutorul **coeficientului excesului de aer**, α, definit cu ajutorul relației:

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c \cdot L_0},$$

unde G_c este cantitatea de combustibil, în kg, G_a este cantitatea de aer ce pătrunde efectiv în cilindrii motorului, în kg, iar L_0 este cantitatea de aer necesară arderii stoichiometrice a combustibilului, în kg aer/kg combustibil.

Pentru ca motorul să funcționeze în mod corespunzător, carburatorul trebuie să realizeze caracteristica optimă de dozaj. În **fig. 6.1** este prezentată o astfel de caracteristică, trasată pentru o turație constantă a motorului și trei deschideri diferite ale clapetei de accele rație (φ_3 fiind deschiderea maximă a clapetei). Caracteristica carburatorului (dreapta jos) este determinată cu ajutorul celor trei caracteristici din stânga, pentru regimul de economicitate maximă (consum specific de combustibil minim) și pentru cel de putere maximă. Din caracteristica carburatorului se observă că aceeași putere a motorului P_x poate fi obținută fie pentru deschiderea φ_a a clapetei (motorul funcționând cu dozajul de consum minim de combustibil - curba 123, α_{ec}), fie pentru deschiderea φ_b a clapetei (motorul funcționând cu dozajul de putere maximă - curba 1'2'3', α_P). Evident, din punct de vedere al consumului, prima variantă este cea acceptabilă. În acest caz, însă, se observă că la deschiderea completă a clapetei de accelerație (punctul 3), motorul nu dezvoltă puterea maximă; prin trecerea de la punctul 3 (de pe curba de dozaj economic) la punctul 3' (de pe curba de dozaj de putere maximă) se mai câștigă puterea suplimentară ΔP_e (cu creșterea corespunzătoare a consumului de combustibil). Acest lucru poate fi obținut prin îmbogățirea amestecului cu care este alimentat motorul, după curba 3-3'. Teoretic, deci, carburatorul ar trebui să asigure o variație a dozajului corespunzătoare curbei 1-2-3-3'. În realitate, curba de dozaj asigurată de către carburator este 4-5-3' (α_{optim}),

deoarece:

- la deschideri mici ale clapetei de accelerație, funcționarea motorului cu amestec sărac (dozaj economic) conduce la apariția dispersiei ciclice și funcționarea neregulată a motorului; din acest motiv, la aceste regimuri se realizează o îmbogățire a amestecului.
- la deschideri parțiale ale clapetei de accelerație, depresiunea mare existentă după clapeta de accelerație produce intrarea aerului prin neetanșeități (cu atât mai mult cu cât motorul este mai uzat), ajungându-se astfel la sărăcirea amestecului; deci și la aceste regimuri este necesară utilizarea unor dozaje mai bogate decât cele economice.

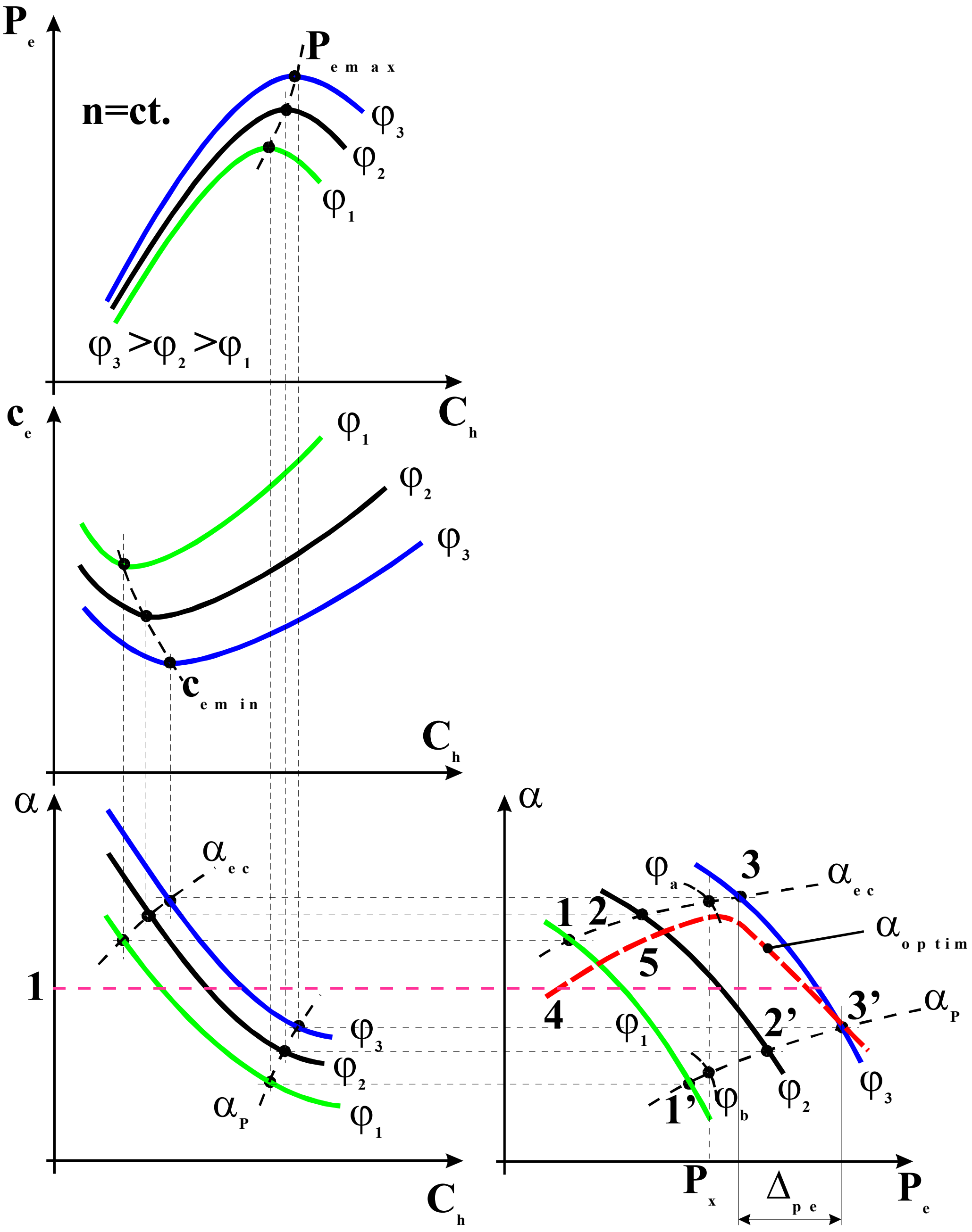


Fig. 6.1 - *Caracteristica de dozaj*

- în decursul timpului, secțiunea jicloarelor de combustibil scade datorită înfundării cu gume formate din benzină, ceea ce conduce la sărăcirea amestecului. Pentru a se evita acest fenomen se utilizează un dozaj ceva mai bogat, astfel încât prin obturarea jicloarelor să se ajungă la dozajul economic.
- trecerea de la dozajul economic la cel de putere maximă nu se poate realiza decât treptat (datorită construcției dispozitivelor respective); ca urmare, această trecere se realizează progresiv, începând de la 70…80% din deschiderea maximă a clapetei de accelerație.

6.2. Carburatorul elementar

6.2.1. Funcționare

Cel mai simplu tip de carburator (denumit și carburator elementar) este prezentat în **fig. 6.2**.

În principiu, acesta este format din două camere: camera de nivel constant (1) și camera de amestec (6). Nivelul combustibilului din camera de nivel constant este menținut invariabil prin intermediul unui sistem format din din plutitorul (2) și cuiul obturator (3). Datorită nivelului constant al combustibilului, presiunea din amontele jiclorului de combustibil (4) va fi și ea constantă, astfel încât debitul de combustibil ce trece prin orificiul calibrat al jiclorului va depinde doar de depresiunea existentă în avalul acestuia.

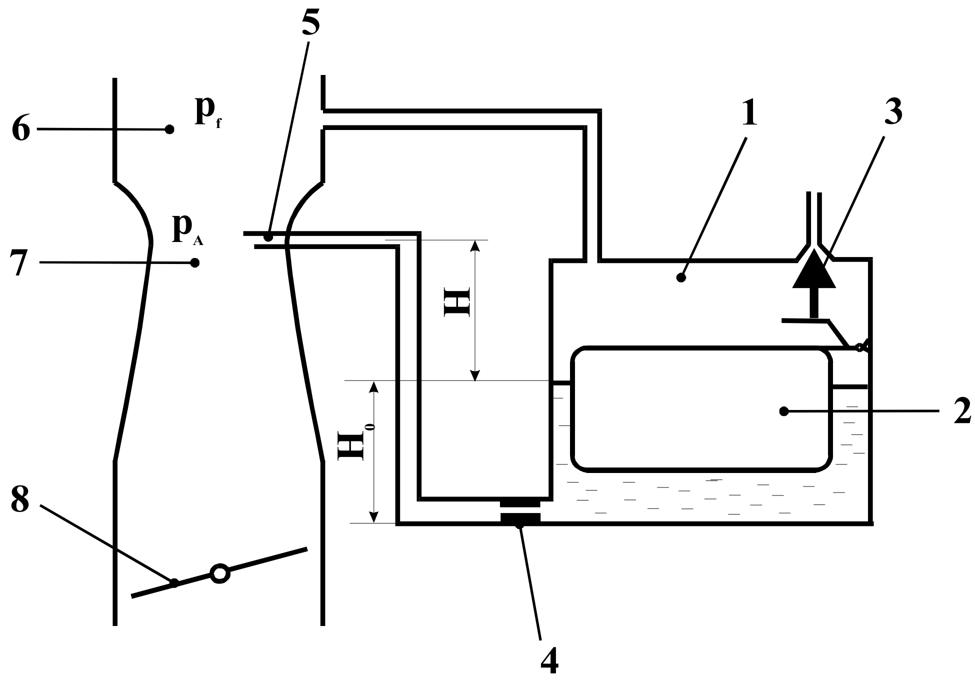


Fig. 6.2 - *Carburatorul elementar*
1-cameră de nivel constant; 2-plutitor; 3-cui obturator; 4-jiclor de combustibil; 5-tub pulverizator; 6-cameră de amestec; 7-difuzor; 8-clapetă de accelerație.

Formarea amestecului aer - combustibil are loc în camera de amestec. Difuzorul (7) crează condițiile necesare pentru pulverizarea combustibilului, vaporizarea sa parțială și amestecarea cu aerul, diametrul camerei de amestec fiind mai redus în zona difuzorului; în secțiunea minimă a acestuia, depresiunea

$\Delta p_A = p_f - p_A$ este maximă și de asemenea și viteza de curgere a aerului.

Curgerea combustibilului din camera de nivel constant către camera de amestec are loc datorită depresiunii existente în difuzor (Δp_A = 10…15 kPa, la o viteză a aerului de 80…100 m/s); debitul de combustibil depinde de secțiunea de trecere oferită de către jiclorul de combustibil (4) precum și de depresiunea din difuzor.

Clapeta de accelerație (8) are rolul de a varia cantitatea de încărcătură proaspătă admisă în cilindrii motorului, realizându-se astfel variația cantitativă a sarcinii motorului; la sarcini reduse, clapeta de accelerație este aproape închisă, în timp ce la sarcină totală, clapeta este complet deschisă.

Datorită faptului că viteza curentului de aer este mult mai mare decât cea a combustibilului, frecarea intensă dintre cele două fluide va produce pulverizarea și, parțial, pulverizarea picăturilor de combustibil; regimul turbulent de curgere din camera de amestec va contribui la formarea unui amestec aer - combustibil mai omogen.

6.2.2. Caracteristica de dozaj a carburatorului elementar

Debitul de combustibil se determină cu relația:

$$G_c = \mu_j \cdot A_j \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma_c}{g} \cdot \left[p_f + \gamma_c \cdot H_0 - p_A - \gamma_c \cdot \left(H + H_0 \right) \right]} \Rightarrow$$

$$G_c = \mu_j \cdot A_j \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma_c}{g} \cdot \left[\Delta p_A - \gamma_c \cdot H \right]} ,$$

unde:

- μ_j - coeficientul de debit al jiclorului;
- A_j - secțiunea de trecere a jiclorului;
- γ_c - greutatea specifică a combustibilului;
- H -spațiul de gardă.

Se observă că, pentru a se asigura curgerea combustibilului către camera de amestec, depresiunea din difuzor trebuie să îndeplinească condiția $\Delta p_A > \gamma_c \cdot H$.

Debitul de aer se determină cu relația:

$$G_c = \mu_A \cdot A_A \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma_A}{g} \cdot \Delta p_A} ,$$

unde:

- μ_j - coeficientul de debit al difuzorului;
- A_j - secțiunea de trecere a difuzorului;
- γ_A - greutatea specifică a aerului.

Coeficientul excesului de aer:

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c \cdot L_0} \Rightarrow$$

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \cdot \frac{A_A}{A_j} \cdot \frac{\mu_A}{\mu_j} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_A}{\gamma_c}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{\gamma_c \cdot H_0}{\Delta p_A}}}$$

În **fig. 6.3** este prezentată variația coeficientului excesului de aer, în funcție de depresiunea din difuzor.

Din confruntarea caracteristicii de dozaj optime (**fig. 6.1**) cu cea realizată de către carburatorul elementar, se observă că cerințele de funcționare ale motorului nu pot fi satisfăcute de către carburatorul elementar; cele două caracteristici se intersectează într-un singur punct, ceea ce ne conduce la concluzia că utilizarea carburatorului elementar poate asigura funcționarea motorului doar pentru o anumită sarcină și turație ale acestuia. Ca urmare, caracteristica de dozaj a carburatorului elementar se corectează pentru fiecare regim de funcționare al motorului, prin utilizarea unor dispozitive corectoare.

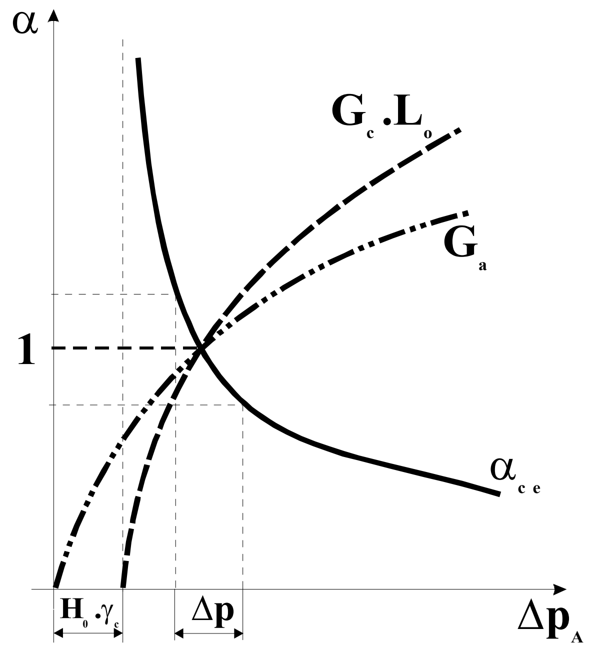


Fig. 6.3 - *Caracteristica de dozaj a carburatorului elementar*

6.3. Dispozitive pentru corecția caracteristicii carburatorului elementar

6.3.1. Dispozitivul pentru corecția caracteristicii la sarcini mijlocii

Regimurile sarcinilor mijlocii corespund unor sarcini ale motorului cuprinse între 20 și 85% din puterea efectivă continuă; pentru motoarele cu aprindere prin scânteie care echipează autovehiculele, aceste regimuri sunt cele

mai des întâlnite. Din **fig. 6.1** și **fig. 6.3** se observă că neconcordanța dintre caracteristica de dozaj a carburatorului și cea a optimă a motorului se datorește faptului că, în cazul carburatorului elementar, odată cu creșterea depresiunii din difuzor, amestecul se îmbogățește. Rezultă că principalele moduri de corectare a caracteristicii carburatorului elementar pot fi:

- acționându-se asupra modului de variație a debitului de combustibil;
- acționându-se asupra modului de variație a debitului de aer;
- acționându-se simultan asupra debitului de aer și de combustibil.

De regulă, caracteristica de dozaj a carburatorului elementar se corectează prin modificarea debitului de combustibil; în acest scop se modifică depresiunea care acționează asupra jiclorului de combustibil; cel mai utilizat dispozitiv este cel cu frânare pneumatică (**fig. 6.4**).

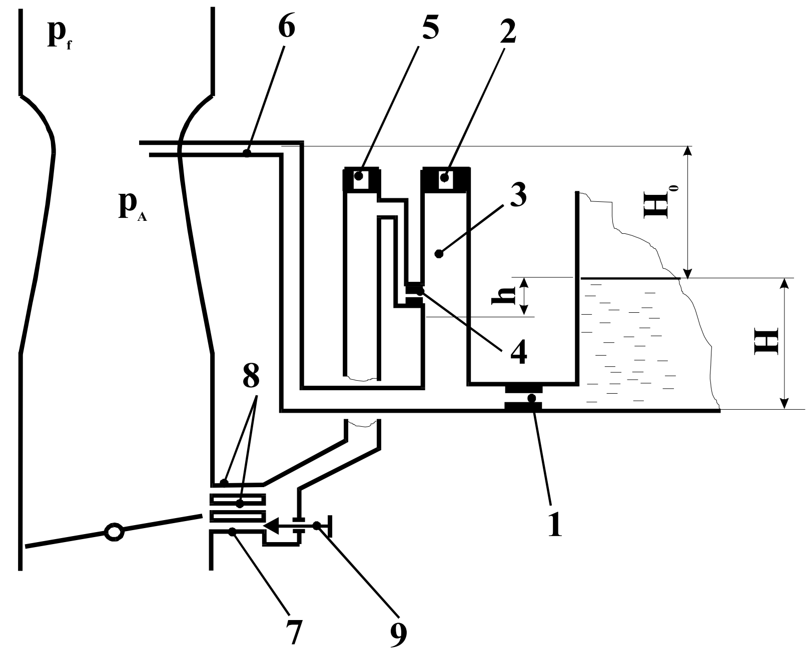


Fig. 6.4- *Dispozitive de corecție pentru mers în gol, sarcini mici și mijlocii*
1-jiclor principal de combustibil; 2-jiclor principal de aer; 3-tub pentru frânare pneumatică; 4-jiclor de combustibil pentru mers în gol; 5-jiclor de aer pentru mers în gol; 6-tub pulverizator; 7-orificiu de alimentare la mers în gol; 8-orificii de progresiune; 9-șurub de reglaj.

Dispozitivul de corecție pentru sarcini mijlocii este prevăzut cu tubul de frânare pneumatică (3), echipat cu jiclorul de aer (2), tub montat pe traseul de alimentare a tubului pulverizator (6). Carburatorul intră în funcțiune dacă $\Delta p_A > \gamma_c \cdot H$. În continuare, funcționarea dispozitivului are loc în două faze:

1. dacă $\gamma_c \cdot H < \Delta p_A < \gamma_c \cdot (H+H_0)$, nivelul combustibilului în tubul (3) se va situa între nivelul din camera de nivel constant și nivelul la care se găsește jiclorul principal de combustibil (1); nivelul h al combustibilului în tubul de frânare pneumatică este dat de relația:

$$h = \frac{\Delta p_A - H \cdot \gamma_c}{\gamma_c}.$$

În această fază, carburatorul funcționează asemănător celui elementar.

2. dacă $\Delta p_A > \gamma_c \cdot (H+H_0)$, tubul de frânare pneumatică (3) se golește de combustibil; ca urmare, depresiunea din difuzor ce acționează asupra jiclorului principal de combustibil este fracționată datorită legăturii stabilite cu atmosfera prin jiclorul de aer (2). Din acest motiv, debitul de combustibil va crește mai încet odată cu creșterea depresiunii din difuzor, comparativ cu ceea ce se întâmplă în carburatorul elementar (creștere frânată a debitului de combustibil). Rezultă o variație a coeficientului excesului de aer ca cea din **fig. 6.5**, asemănătoare caracteristicii de dozaj optime.

6.3.2. Dispozitivul pentru mers în gol și sarcini mici

La mers în gol și sarcini mici, clapeta de accelerație este aproape închisă; ca urmare, depresiunea din difuzor este prea mică pentru a amorsa curgerea combustibilului prin dispozitivul principal (pentru sarcini mijlocii). În schimb, sub clapeta de accelerație depresiunea este mare ($4 \cdot 10^4 \ldots 5 \cdot 10^4$ Pa), iar depresiunea din secțiunea minimă de curgere existentă între marginea clapetei și peretele camerei de amestec este chiar mai mare ($5 \cdot 10^4 \ldots 7 \cdot 10^4$ Pa); apare ca rațională soluția utilizării unui dispozitiv de alimentare care să folosească această depresiune. Amestecul realizat trebuie să fie bogat (α=0,5…0,7), pentru a se compensa diluarea sa ulterioară cu aer fals și cu gaze arse reziduale.

Dispozitivul de mers în gol este format (fig. 6.4) din jiclorul de combustibil pentru mers în gol (4), jiclorul de aer pentru mers în gol (5), orificiile de alimentare (7) și (8), precum și din șurubul de reglaj (9).

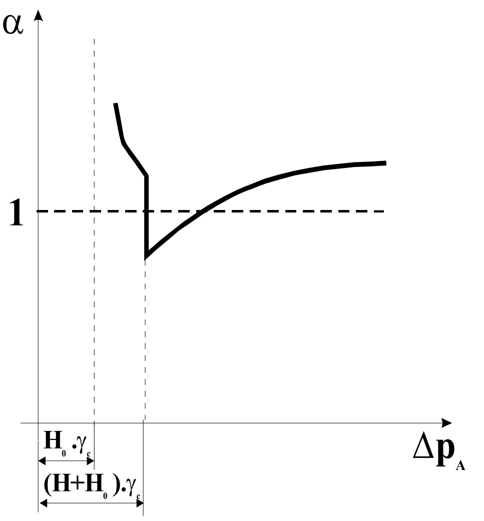


Fig. 6.5 – *Caracteristica de dozaj la carburatorul cu frânare pneumatică*

La funcționarea la mers în gol, depresiunea din spatele clapetei se transmite asupra jiclorului de combustibil (4); având în vedere că această depresiune este mare, iar debitul de combustibil necesar este mic, jiclorul de combustibil ar trebui să ofere secțiuni de trecere foarte mici. Deoarece realizarea unor astfel de orificii este netehnologică și acestea se înfundă foarte ușor cu

impurități, depresiunea ce acționează asupra jiclorului (4) este fracționată cu ajutorul jiclorului de aer (5) (ea nedepășind $3\cdot10^3$ Pa); astfel, rezultă pentru diametrul orificiului jiclorului de combustibil pentru mers în gol valori de 0,4…0,7 mm.

Cu ajutorul șurubului (9) se realizează modificarea debitului de combustibil furnizat de către dispozitivul de mers în gol; prin rotirea sa în sens orar, secțiunea de trecere scade și de asemenea și cantitatea de combustibil.

Orificiile (8) au rolul de a prelungi acțiunea dispozitivului de mers în gol după începerea deschiderii clapetei, asigurându-se astfel o trecere lină de la funcționarea în gol către regimul de sarcini mici și apoi către funcționarea cu ajutorul dispozitivului principal.

6.3.3.Dispozitivul pentru mers în sarcini mari (dispozitivul de putere)

După cum s-a menționat anterior (vezi **fig. 6.1**), atingerea puterii maxime a motorului presupune îmbogățirea amestecului carburant (α=*0,85…0,95*). În acest scop, carburatorul este echipat cu așa-numitul dispozitiv de putere, prevăzut cu un jiclor separat de combustibil. Dispozitivul de putere poate fi independent sau cuplat cu dispozitivul principal, acționarea sa putând fi mecanică, pneumatică sau mixtă. În **fig. 6.6** este prezentat un dispozitiv de putere separat, cu acționare pneumatică.

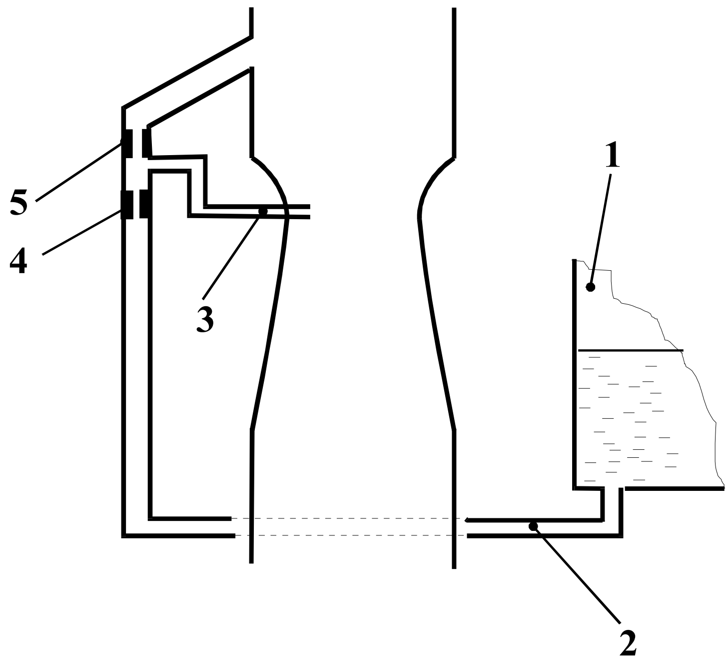


Fig. 6.6 - *Dispozitivul de putere*
1-cameră de nivel constant; 2-canal de alimentare; 3-pulverizator; 4-jiclor de combustibil; 5-jiclor de aer.

Se observă că acest dispozitiv este alimentat din camera de nivel constant (1) prin canalizația proprie (2); curgerea combustibilului către tubul pulverizator (3) este amorsată doar atunci când depresiunea din difuzor este suficient de mare,

începând de la deschideri ale clapetei de accelerație de 75…80% din cea maximă. Jiclorul de combustibil (4) realizează dozarea cantității de combustibil, iar jiclorul de aer (5) controlează momentul intrării în funcțiune a dispozitivului.

6.3.4.Dispozitivul de accelerare

La deschiderea bruscă a clapetei de accelerație, diferența mare dintre vâscozitățile și densitățile aerului și combustibilului conduce la o sărăcire a amestecului carburant (coloana de aer răspunde mai prompt cerinței de creștere a debitului decât coloana de combustibil; deci debitul de combustibil va crește mai lent decât debitul de aer); amestecul ce pătrunde în cilindrii motorului iese din limitele de inflamabilitate și motorul se oprește. În plus, la deschiderea bruscă a clapetei se manifestă și alte fenomene negative (inerția termică a motorului, scăderea randamentului umplerii și a celui indicat etc.). Îmbunătățirea funcționării motorului în acest regim poate fi obținută prin utilizarea unei pompe de accelerare, care are rolul de a furniza o cantitate suplimentară de combustibil (0,5…3 cm^3), necesară îmbogățirii amestecului în momentul deschiderii bruște a clapetei de accelerație. Pompele de accelerare sunt cu piston sau cu membrană și pot fi acționate mecanic sau pneumatic. În **fig. 6.7** este prezentată schema de principiu a unui dispozitiv de accelerare echipat cu pompă cu membrană, acționată mecanic.

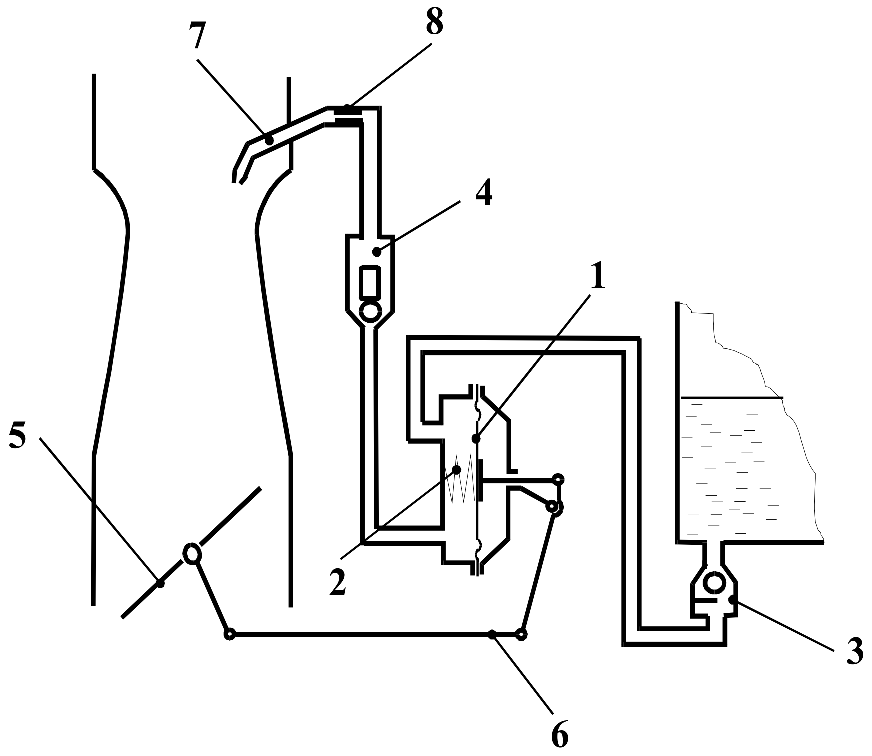


Fig. 6.7 - *Dispozitivul de accelerare*
1-membrană elastică; 2-arc; 3-supapă de admisie; 4-supapă de refulare; 5-clapetă de accelerație; 6-pârghii de acționare; 7-tub pulverizator; 8-jiclor de combustibil

Dispozitivul este format dintr-o pompă cu membrană (1), prevăzută cu supapa de admisie (3) și supapa de refulare (4). Acționarea pompei este realizată de către clapeta de accelerație (5), prin intermediul sistemului de pârghii (6). La deschiderea bruscă a clapetei, supapa de admisie (3) se închide, iar combustibilul este refulat prin supapa (4) și pulverizatorul (7) în camera de amestec a carburatorului; debitul de combustibil depinde de secțiunea de trecere oferită de către jiclorul de combustibil (8). La închiderea clapetei de accelerație, datorită acțiunii arcului (2), combustibilul este aspirat din camera de nivel constant în spațiul de lucru al pompei. Pompa de accelerație nu funcționează decât dacă deschiderea clapetei are loc rapid; atunci când clapeta de accelerație este deschisă lent, presiunea creată în pompă nu este suficient de mare pentru a asigura închiderea supapei de admisie (3), astfel încât pompa nu refulează combustibil. Pentru a se evita deschiderea supapei de refulare (4) sub acțiunea depresiunii din camera de amestec și aspirarea combustibilului, supapa este menținută închisă de către o greutate ce se găsește deasupra sa.

6.3.5. Dispozitivul pentru pornirea la rece

Benzina este un amestec de hidrocarburi cu volatilitate diferită. La temperaturile scăzute la care are loc pornirea motorului, doar fracțiunile foarte ușoare din benzină se vor vaporiza; ca urmare, coeficientul excesului de aer pentru amestecul aer-vapori de combustibil are valori foarte mari (amestec sărac), pentru care aprinderea de la scânteia electrică este imposibilă (amestec aflat în afara limitelor de inflamabilitate). Rezultă că, pentru ca aprinderea să fie posibilă, trebuie crescută concentrația de hidrocarburi cu volatilitate ridicată, prin creșterea concentrației de combustibil din amestecul aer-combustibil. Ca urmare, la pornire, amestecul trebuie să fie de 10…15 ori mai bogat decât la celelate regimuri ($\alpha=0,05...0,25$); astfel, excesul de aer referitor la cantitatea de vapori de benzină din aer este $\alpha=0,6...0,8$. În plus, turația motorului la pornire este redusă, viteza aerului prin difuzor este mică și pulverizarea combustibilului este nesatisfăcătoare, vaporizarea combustibilului neputând fi favorizată pe această cale.

Cel mai simplu dispozitiv de pornire la rece îl constituie clapeta de aer (sau șocul), amplasat în camera de amestec a carburatorului, deasupra difuzorului (**fig. 6.8**). Aceasta este cuplată, printr-un sistem de pârghii, cu clapeta de accelerație (3); astfel, la închiderea clapetei de aer, clapeta de accelerație este deschisă. Ca urmare, depresiunea mare care în mod normal există sub clapeta de accelerație se transmite în zona difuzorului, sub clapeta de aer, toate dispozitivele de alimentare fiind astfel puse în funcțiune; motorul este alimentat cu un amestec foarte bogat, care asigură pornirea la rece.

Acționarea clapetei de aer poate fi realizată manual sau automat; în cazul acționării automate se folosește un arc bimetalic care menține, inițial, clapeta de aer închisă, deschizând-o pe măsură ce motorul se încălzește. Încălzirea arcului bimetalic este asigurată fie de către lichidul de răcire, fie de către gazele de ardere.

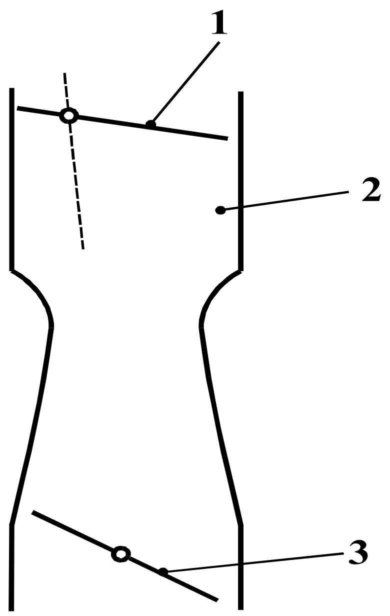


Fig. 6.8 - *Dispozitivul de pornire la rece*

1-clapeta de aer;
2-camera de amestec;
3-clapeta de accelerație.

La proiectarea mecanismului de acționare al clapetei de aer trebuie avut în vedere faptul că, imediat după pornirea motorului, turația acestuia crește; ca urmare, depresiunea din difuzor crește, motorul fiind astfel alimentat cu un amestec excesiv de bogat, care se găsește în afara limitei de inflamabilitate. Pentru a se evita oprirea motorului, mecanismul de acționare al clapetei de aer este prevăzut cu un sistem cu arc care permite deschiderea clapetei de aer odată cu creșterea vitezei curentului de aer; la unele carburatoare, clapeta de șoc este prevăzută cu o supapă cu arc, care se deschide atunci când depresiunea din difuzor depășește o anumită valoare, asigurând astfel scăderea depresiunii și menținerea amestecului carburant între limitele de inflamabilitate.

Unele carburatoare nu utilizează clapeta de aer; pentru pornire, acestea sunt prevăzute cu un dispozitiv special (denumit starter), asemănător carburatorului elementar, pus în funcțiune prin acționarea manuală sau automată a unui disc obturator.

6.3.6. Centratorul de amestec

Pentru îmbunătățirea procesului de pulverizare a combustibilului este necesară creșterea vitezei aerului prin difuzor, prin micșorarea diametrului acestuia. Pentru a nu se afecta umplerea cilindrilor datorită creșterii rezistențelor gazodinamice odată cu creșterea vitezei aerului (limitată la cca. 85 m/s) și scăderea secțiunii de trecere, camera de amestec se prevede cu un difuzor multiplu (**fig.6.9**), format din difuzorul propriu-zis (2) și centratorul de amestec (1). Din diagramă se observă creșterea vitezei aerului W_a în centratorul de amestec; ca urmare, tuburile pulverizatoare ale dispozitivului principal și dispozitivului de putere se amplasează în secțiunea minimă a centratorului de amestec, unde se înregistrează cea mai mare viteză a curentului de aer.

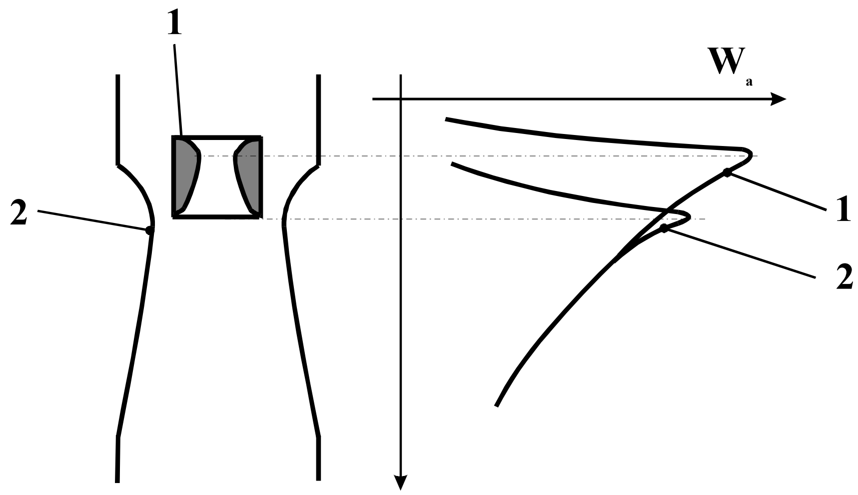


Fig. 6.9 - *Amplasarea centratorului de amestec*
1- centrator de amestec; 2-difuzor; W_a-viteza curentului de aer

6.4. Lucrări de executat

Se vor identifica, pe carburatorul de tip ***Carfil IRMA 32*** (ce echipau autoturismele ***Dacia***) principalele dispozitive de corecție a caracteristicii și traseele de alimentare cu combustibil.

Lucrarea Nr. 7.

POMPE DE INJECȚIE CU ELEMENȚI ÎN LINIE

7.1. Construcția și funcționarea pompei de injecție cu elemenți în linie

La motoarele cu aprindere prin comprimare, formarea amestecului are loc în cilindrul motorului, combustibilul fiind introdus în camera de ardere sub formă de picături fine, către sfârșitul comprimării. În acest scop, la fiecare ciclu funcțional, în cilindru se introduce o cantitate de combustibil (denumită ***doză ciclică*** - 10…200 mm^3/ciclu, în mod uzual), la o presiune de 80…300 daN/cm^2. Presiunea ridicată a combustibilului este impusă atât de necesitatea învingerii contrapresiunii existente în cilindru către sfârșitul comprimării, cât și pentru a se asigura dispersia combustibilului în picături fine, care amestecându-se cu aerul să permită obținerea unui amestec aer-combustibil cât mai omogen.

Ridicarea presiunii combustibilului și reglarea cantității de combustibil introduse în cilindru sunt realizate cu ajutorul unei pompe de construcție specială, denumită ***pompă de injecție***. În funcție de soluția constructivă adoptată, pompele de injecție pot fi:

- cu elemenți de pompare în linie (cu plunjer sau cu piston sertar) – aceste pompe sunt prevăzute cu câte un element de pompare pentru fiecare cilindru al motorului;
- cu distribuitor hidraulic rotativ – aceste pompe sunt prevăzute cu un singur element de pompare, indiferent de numărul de cilindri ai motorului.

Schema sistemului de alimentare cu combustibil, în cazul utilizării pompelor cu elemenți în linie (pentru un motor cu patru cilindri), este prezentată în **fig. 7.1**.

Combustibilul este preluat din rezervorul (*1*) și trimis către pompa de injecție (*5*) de către pompa de alimentare (*3*). În cazul pompelor de injecție cu elemenți în linie, pompa de alimentare este de tipul cu piston și este montată pe pompa de injecție, fiind antrenată de către arborele (*6*) al pompei de injecție. Înainte de intrarea în pompa de injecție, combustibilul este filtrat cu ajutorul filtrului (*4*). Fiecare element de pompare al pompei de injecție este prevăzut cu racordul de refulare (*7*) - în care se găsește și supapa de refulare; introducerea combustibilului în cilindru este realizată de către injectoarele (*9*), conectate la racordurile de refulare prin intermediul conductelor de înaltă presiune (*8*).

Etanșarea spațiilor de înaltă presiune ale pompei de injecție (respectiv etanșarea elementului de pompare) și injectorului (respectiv pulverizatorul) este realizată metal pe metal, prin prelucrarea foarte precisă a elementelor conjugate.

Din acest motiv este necesară prezența unui circuit (*10*) care să preia combustibilul scăpat prin neetanșeități și să îl trimită în rezervorul de combustibil.

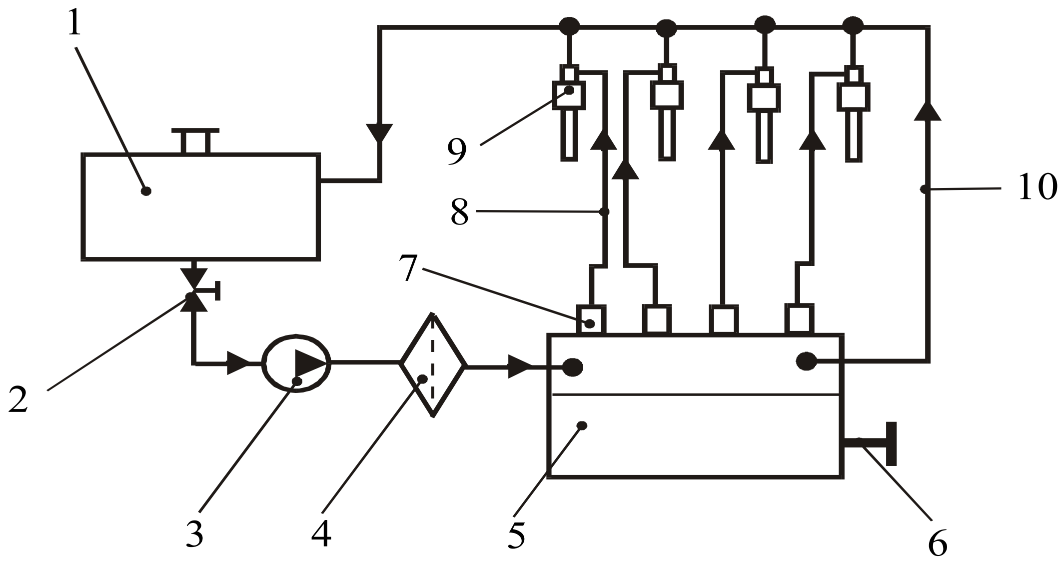


Fig. 7.1 – *Schema sistemului de alimentare*
1-rezervor; 2-robinet; 3-pompă de alimentare; 4-filtru; 5-pompă de injecție; 6-arbore de antrenare; 7-racordul de refulare al elementului de pompare; 8-conductă de înaltă presiune; 9-injector; 10-circuit de recuperare a scăpărilor de combustibil.

În **fig. 7.2** și **7.3** este prezentată construcția unei pompe de injecție cu elemenți în linie, de mărime **A**.

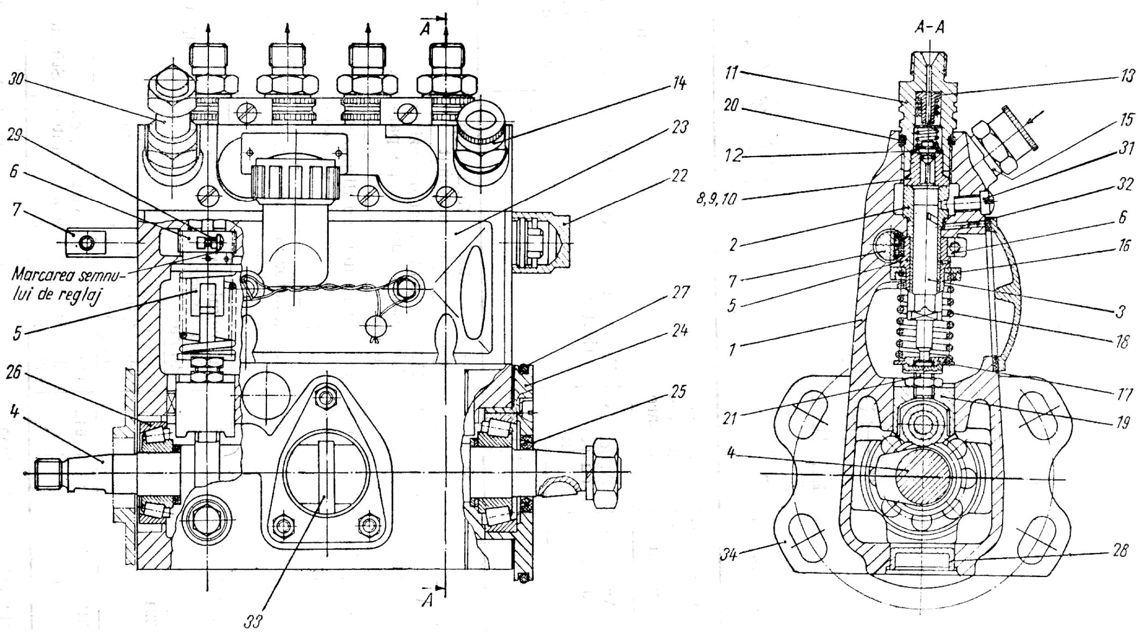


Fig. 7.2 – *Construcția pompei de injecție cu elemenți în linie*
1-corpul pompei; 2-bucșă; 3-pistonaș (plunjer); 4-arbore cu came; 5-bucșă pentru rotirea pistonașului; 6-sector dințat; 7-cremalieră; 8, 9, 10-ansamblul supapei de refulare; 11-racord de refulare; 12-suprafață conică de etanșare; 13-limitator; 14-racord de intrare a combustibilului; 15-garnitură; 16-disc fix; 17-disc mobil; 18-arc; 19-tachet cu rolă; 20, 27-inele O; 21-șurub de reglaj; 22, 23-capace; 24-suport lagăr; 25-simering; 26-rulment; 28-dop; 29-șurub; 30-supapă de reglare a presiunii de alimentare; 31-șurub deflector; 32-știft de blocare; 33-camă pt. antrenarea pompei de alimentare; 34-flanșă de prindere.

Elementul de pompare este format din bucșa (*2*) și pistonașul (*3*); pomparea se realizează prin deplasarea pistonașului în bucșă. Ridicarea pistonașului are loc sub acțiunea camei de pe arborele (*4*), mișcarea fiind transmisă de către tachetul cu rolă (*19*), prevăzut cu un șurub (*21*) ce permite reglarea cursei pistonașului. Coborârea pistonașului are loc datorită arcului (*18*). Bucșa (*5*) și sectorul dințat (*6*) permit rotirea pistonașului cu ajutorul cremalierei (*7*), asigurându-se astfel reglarea dozei ciclice (după cum se va arăta mai departe).

Arborele cu came este montat în corpul (*1*) al pompei prin intermediul unor rulmenți radiali-axiali (*26*); pompele cu mai mult de patru elemenți de pompare sunt prevăzute cu un lagăr intermediar (*10*, **fig.7.3**). Arborele este prevăzut cu un număr de came egal cu numărul de cilindri ai motorului (plus o camă pentru antrenarea pompei de alimentare), decalate astfel încât să asigure ordinea de injecție corespunzătoare ordinii de aprindere a motorului.

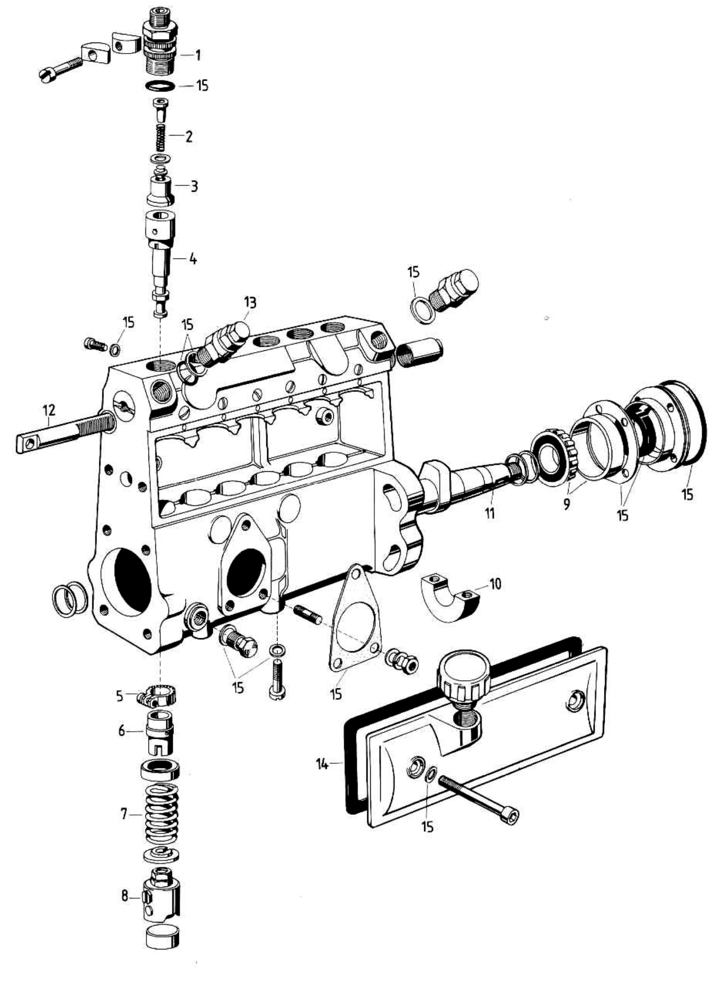


Fig. 7.3 – *Vedere explodată a pompei de injecție*

1-racord refulare;
2-arcul supapei;
3-supapa de refulare;
4-element de pompare;
5-sector dințat;
6-bucșă pt. rotirea pistonașului;
7-arc;
8-tachet cu rolă;
9-rulment;
10-lagăr palier;
11-arbore cu came;
12-cremalieră;
13-supapă pt. reglarea presiunii de alimentare;
14, 15-garnituri.

Camele de injecție și tacheții se ung prin barbotaj, cu uleiul existent în baia de ulei a pompei.

Alimentarea pompei de injecție cu combustibil se realizează prin racordul (*14*); presiunea combustibilului este limitată la 1…1,5 daN/cm^2 cu ajutorul

supapei de reglare (*30*), surplusul de combustibil fiind trimis înapoi în rezervor.

În **fig. 7.4** este prezentat procesul de lucru al elementului de pompare. Umplerea elementului de pompare are loc atunci când pistonașul se găsește în punctul mort inferior (**fig. 7.4a**), combustibilul refulat de către pompa de alimentare intrând prin orificiul de admisie (**O**). Pistonașul se ridică (sub acțiunea camei) până când muchia sa superioară acoperă orificiul de admisie (**fig. 7.4b**), parcurgând cursa moartă $\mathbf{S_m}$ fără ca elementul să refuleze combustibil. Din acest moment începe refularea combustibilului, supapa de refulare (*3*) deschizându-se datorită creșterii presiunii; pistonul parcurge cursa utilă $\mathbf{S_u}$. Refularea combustibilului încetează în momentul în care muchia elicoidală (**m**) a pistonașului deschide orificiul de admisie (**fig. 7.4c**); ca urmare, presiunea combustibilului aflat deasupra pistonașului scade brusc și supapa de refulare se închide. Pentru ca jetul de combustibil sub presiune ce iese prin orificiul de admisie (**O**) să nu producă eroziunea prin cavitație a corpului din aluminiu al pompei, în dreptul acestui orificiu este montat șurubul deflector din oțel (*31*, **fig. 7.2**).

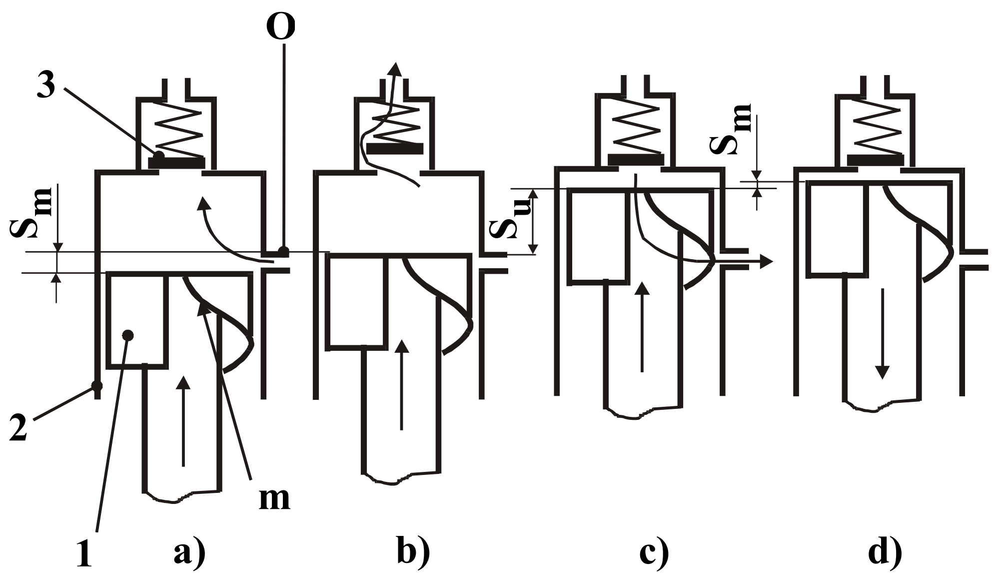


Fig. 7.4 – *Procesul de lucru al elementului de pompare*
1-pistonaș; 2-bucșă; 3-supapă de refulare; O-orificiu de admisie; m-muchie elicoidală; S_m-cursă moartă; S_u – cursă utilă.

În continuare, pistonașul se ridică sub acțiunea camei (parcurgând al doilea spațiu mort $\mathbf{S_m}$ – **fig. 7.4d**), până la atingerea punctului mort superior, după care revine în poziția inițială datorită arcului *18*, (**fig. 7.2**), respectiv *7*, în **fig. 7.3**.

Reglarea dozei ciclice de combustibil se realizează (**fig. 7.2**) prin rotirea pistonașului (*3*) prin intermediul bucșei (*5*), a sectorului dințat (*6*) și a cremalierei (*7*). Astfel, se reglează momentul în care muchia elicoidală a pistonașului deschide orificiul de admisie, deci se modifică momentul în care injecția încetează. Ca urmare, prin rotirea pistonașului se acționează asupra cursei active a pistonașului, modificându-se cantitatea de combustibil injectată, așa cum se sugerează în **fig. 7.5**.

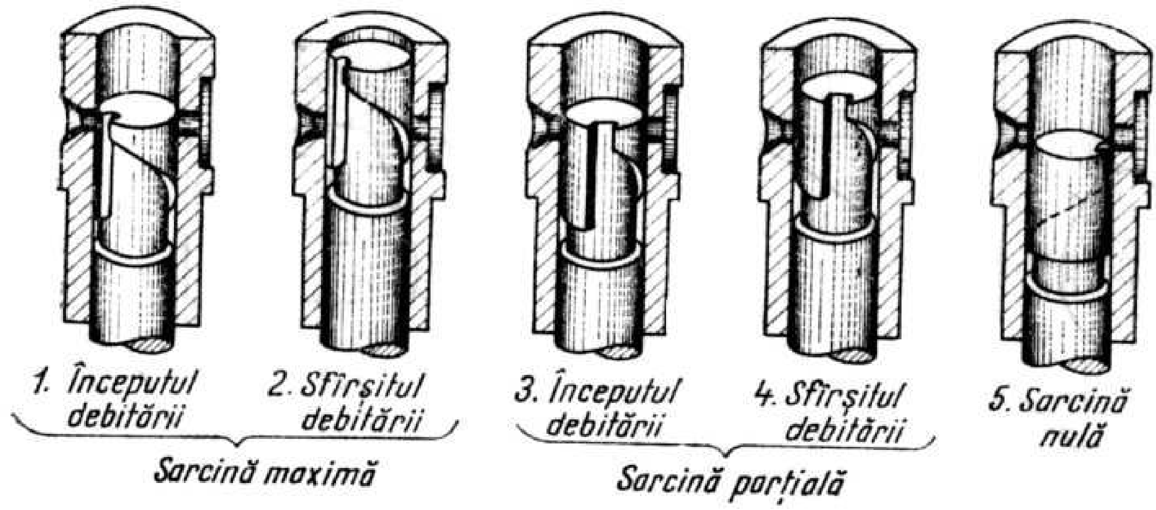


Fig. 7.5 – *Reglarea dozei ciclice*

Șurubul (*29*, **fig. 7.2**) permite modificarea poziției sectorului dințat (*6*) față de bucșa (*5*); astfel, se asigură reglarea egalității între dozele ciclice refulate de către elementele de pompare. Modificarea poziției șurubului (*21*) are ca efect modificarea momentului în care începe injecția, deci modificarea avansului la injecție.

7.2.Pompe de injecție în linie cu bucșă de control

Modelele noi de pompe de injecție în linie, ce permit obținerea unor presiuni de injecție de până la 1200 bar, utilizează principiul bucșei de control (prezentat la pompele cu distribuitor rotativ) pentru reglarea debitului ciclic și, în unele cazuri, a avansului la injecție.

În cazul elementului de pompare din **fig. 7.6**, acesta este format din pistonul plonjor (*1*) și bucșa (*2*). Umplerea elementului de pompare cu motorină are loc atunci când pistonul (*1*) se găsește în poziția inferioară extremă, poziție în care canalul (**A**) nu este obturat de către piston.

Injecția combustibilului începe din momentul în care muchia superioară a pistonului (*1*) depășește canalul (**A**) și durează până când, datorită ridicării pistonului, canalul (**C**) iese din bucșa de control (*6*). Astfel, spațiul de înaltă presiune de deasupra pistonului (*1*) este pus în legătură cu racordul de admisie al elementului prin canalul central (**B**) și canalul radial (**C**). Modificarea poziției pe verticală a bucșei (*6*) prin intermediul mecanismului cu excentric (*7*) permite reglarea debitului ciclic (prin ridicarea bucșei, debitul ciclic crește). Se observă că, în acest caz, se renunță la soluția de reglare a debitului prin fantă elicoidală executată în piston și rotirea acestuia.

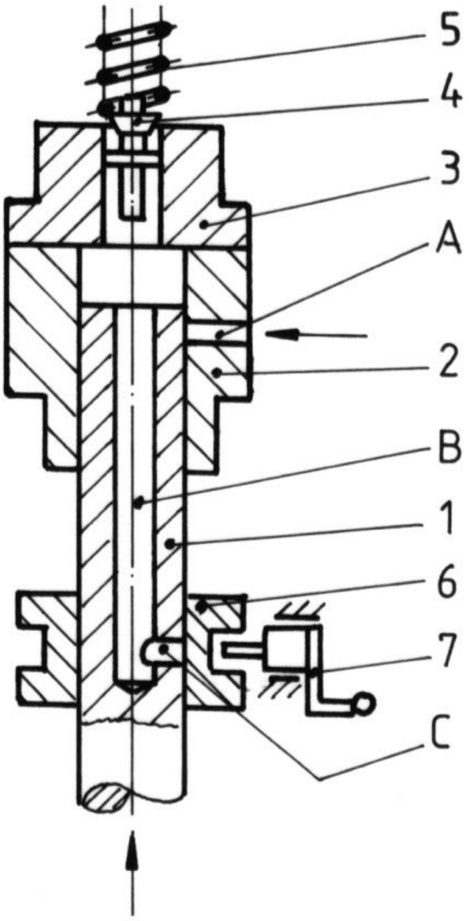


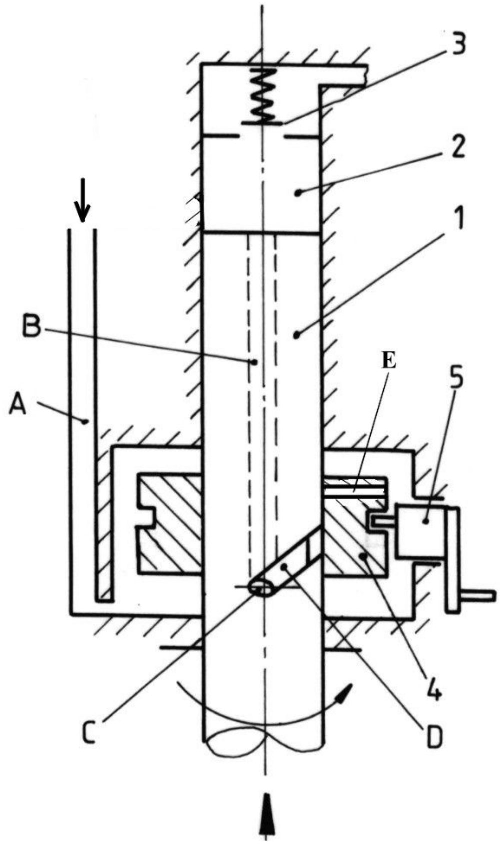
Fig. 7.6 – *Element de pompare cu bucșă de control pentru reglarea debitului ciclic*

1-piston plonjor;
2-bucșa elementului de pompare;
3-scaunul supapei de refulare;
4-supapă de refulare;
5-arc;
6-bucșă de control;
7-mecanism cu excentric.

Soluția constructivă din **fig. 7.7** utilizează bucșa de control (*4*) atât în procesul de reglare a debitului ciclic, cât și pentru reglarea avansului la injecție.

Combustibilul pătrunde în spațiul de deasupra pistonului (*1*) prin canalul de admisie (**A**), orificiul (**C**) din piston și canalul axial (**B**), atunci când orificiul (**C**) se află sub nivelul bucșei de control. Comprimarea începe atunci când, în cursa ascendentă a pistonului, orificiul (**C**) intră complet în bucșa de control (*4*) și se termină în momentul în care muchia superioară a canalului elicoidal (**D**) ajunge în dreptul orificiului de descărcare (**E**) din bucșă (poziție în care spațiul de înaltă presiune este pus în legătură cu spațiul de aspirație **A** prin canalul **B**, orificiul **C**, canalul **D** și canalul **E**). Prin **rotirea** pistonului se modifică momentul în care fanta (**D**) deschide canalul (**E**) din bucșa de control, realizâdu-se astfel reglarea debitului ciclic.

Momentul începerii injecției (avansul la injecție) se modifică prin **deplasarea pe verticală** a bucșei de control; din **fig. 7.7b** rezultă că prin deplasarea bucșei de control pe distanța ***h***, momentul unghiular al începerii injecției se schimbă de la φ_2 la φ_1.



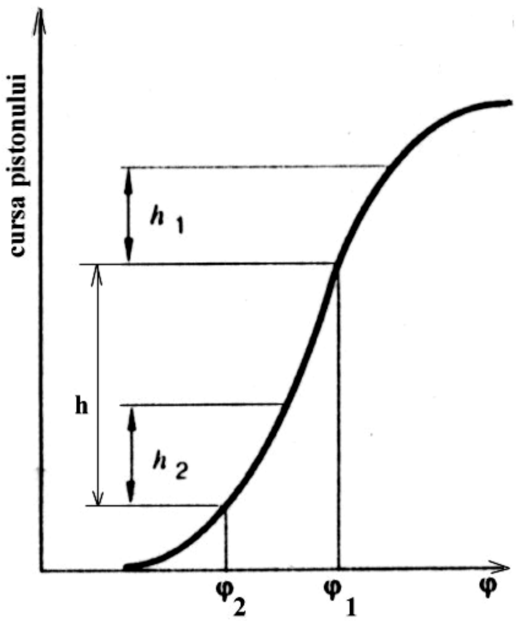
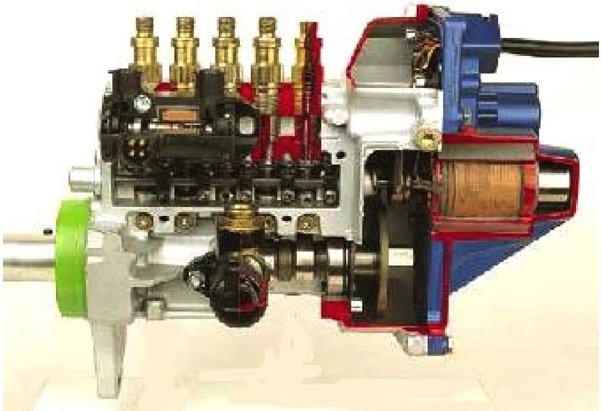


Fig. 7.7 - *Element de pompare cu bucșă de control pentru reglarea debitului ciclic și a avansului la injecție*

a-construcție; b-reglarea avansului la injecție; 1-piston plonjor; 2-bucșa elementului de pompare; 3-supapă de refulare; 4-bucșă de control; 5-mecanism cu excentric; φ-unghiul de rotație al arborelui cu came al pompei.



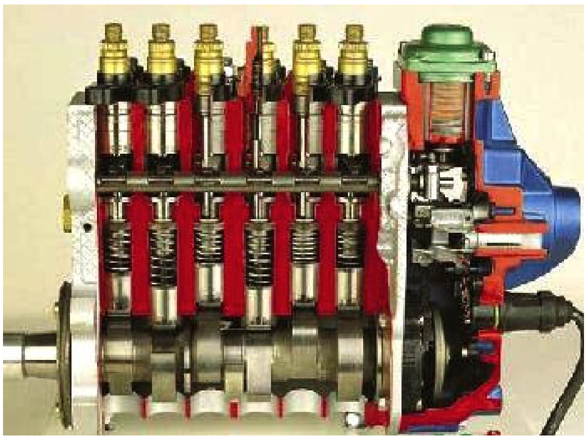


Fig. 7.8 – *Pompe de injecție în linie cu bucșă de control electronica*

7.3. Regulatorul de turație

Pompele de injecție cu elemenți în linie sunt echipate cu regulatoare de turație montate pe corpul pompei, la capătul arborelui cu came opus antrenării. Prezența regulatorului de turație la motorul cu aprindere prin comprimare este impusă de următoarele cerințe:

- asigurarea stabilității la mers în gol;
- asigurarea stabilității la mers în sarcină;
- limitarea turației maxime a motorului, pentru a se evita emisia de fum și creșterea solicitărilor termo-mecanice ale motorului.

Pentru satisfacerea acestor cerințe, regulatoarele de turație pot fi:

- pentru un regim;
- pentru două regimuri;
- pentru toate regimurile.

Regulatorul pentru un singur regim de funcționare asigură stabilitatea funcționării motorului la o anumită turație (de obicei cea nominală), fiind montat pe pompele de injecție ce echipează motoare ce funcționează la o turație constantă (de exemplu motoare ce antrenează grupuri electrogene).

Regulatorul pentru două regimuri asigură, în plus, stabilitatea funcționării la mers în gol.

Regulatorul pentru toate regimurile funcționează pentru toată gama de turații cuprinse între turația de mers în gol și cea nominală, asigurând stabilitatea turației la oricare regim de turație aflat între cele două limite mai sus menționate. Acest tip de regulatoare de turație este montat pe motoarele destinate tracțiunii rutiere.

Pompele de injecție cu elemenți în linie de mărime **A** sunt echipate cu regulatoare de ***tip RSV*** (**fig. 7.9** și **7.10**).

În **fig. 7.10** este prezentată schema de principiu a regulatorului de turație, la funcționarea în sarcină. Pentru o anumită turație a motorului, greutățile (*2*) se găsesc într-o poziție ce rezultă din echilibrul stabilit între forța centrifugă ce acționează asupra lor și forța elastică cu care arcul (*5*) acționează, prin intermediul pârghiei (*4*) asupra manșonului culisant (*3*) și deci și asupra greutăților. Ca urmare, cremaliera (*7*) se va găsi și ea intr- o anumită poziție, ce corespunde unei anumite turații a motorului.

În acest moment, în funcționarea regulatorului pot interveni două situații:

a) pârghia de accelerație rămâne în acceași poziție, dar turația motorului crește datorită scăderii cuplului rezistent;
b) pârghia de accelerație este acționată de către conducătorul auto.

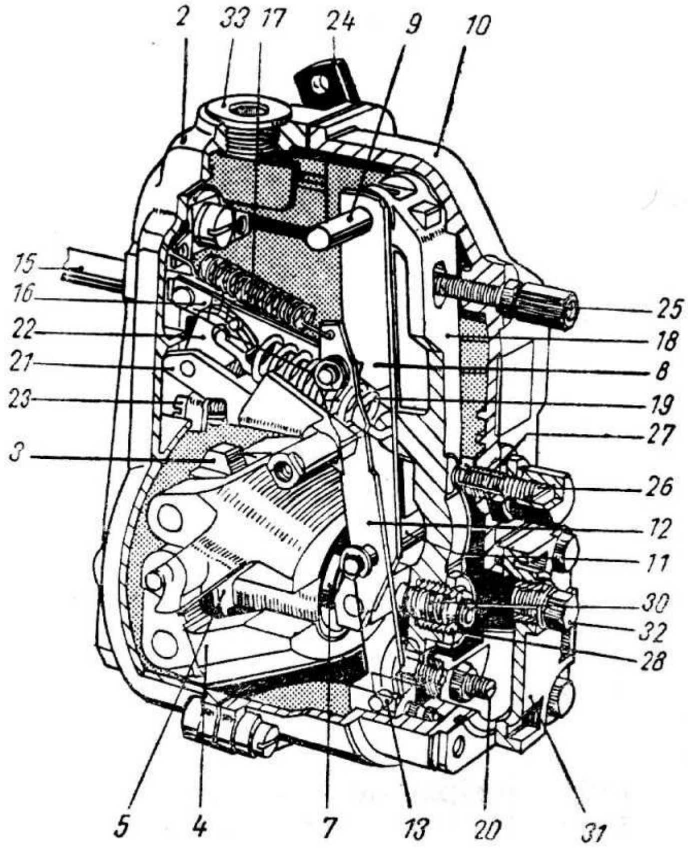


Fig. 7.9 – *Regulator RSV – vedere axonometrică*

2-carcasă;
3-flanșă fixată pe arborele cu came;
4-greutăți; 5-manșon culisant;
7-tijă; 8-pârghia regulatorului;
9, 11, 13-axe de articulație;
10-carcasă;
12-pârghie de comandă a cremalierei;
15-cremalieră; 16-bridă;
17-arc de pornire;
18-pârghia principală;
19-arcul principal al regulatorului;
20-tampon pt. limit-area dozei maxime;
21-pârghie oscilantă;
22-furcă; 23-șurub de reglaj;
24-pârghie de accelerație; 25-limitator STOP;
26-șurub reglaj stabilitate la mers în gol;
27-arc pentru mers în gol; 28-bucșă filetată;
29-tampon; 30-arcul corectorului de debit;
31-capac; 32, 33-dopuri filetate.

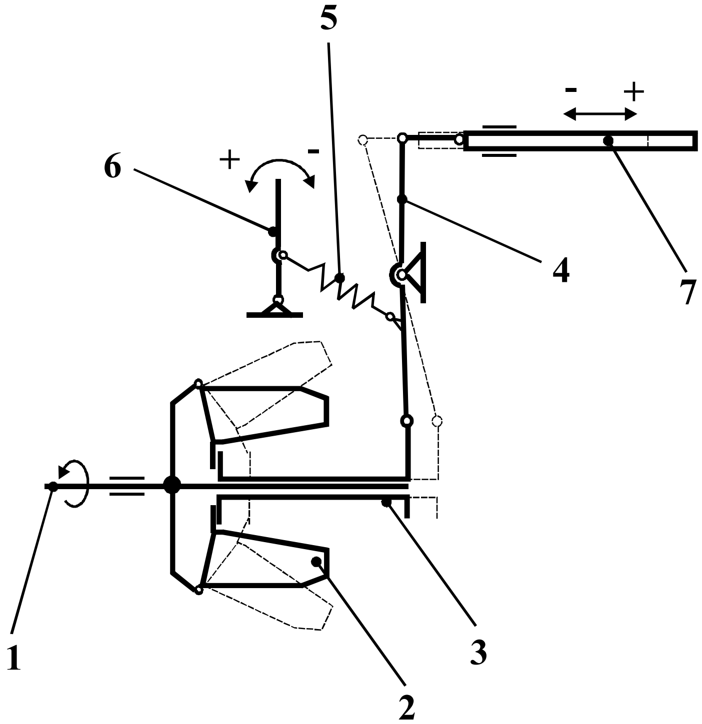


Fig. 7.10 – *Schema de principiu a regulatorului de turație pentru toate regimurile, la funcționarea în sarcină*

1-arborele regulatorului;
2-greutăți;
3-manșon glisant;
4-pârghia regulatorului;
5-arcul principal al regulatorului;
6-pârghia de accelerație;
7-cremalieră.

În primul caz, creșterea turației motorului conduce la creșterea forței centrifuge ce acționează asupra greutăților, care devine mai mare decât forța elastică a arcului. Ca urmare, manșonul culisant (*3*) se deplasează către dreptă, tensionând arcul până când se ajunge din nou la un echilibru între forța centrifugă și cea elastică. În același timp, cremaliera pompei de injecție este deplasată în sensul scăderii dozei ciclice de combustibil, ceea ce va conduce la scăderea turației motorului. Se observă deci că regulatorul acționează în sensul menținerii constante a turației.

În cel de al doilea caz, dacă șoferul acționează pârghia de accelerație (*6*) în sensul (+), forța elastică a arcului devine mai mare decât forța centrifugă, iar pârghia (*4*) deplasează cremaliera în sensul creșterii debitului ciclic de combustibil; turația motorului crește. Se observă că pârghia de accelerație nu acționează direct asupra cremalierei pompei de injecție, ci prin intermediul arcului principal al regulatorului.

O problemă deosebită privind funcționarea acestui regulator apare atunci când motorul funcționează la sarcina nominală, cremaliera pompei de injecție găsindu-se la capăt de cursă (doză ciclică maximă), când cuplul rezistent al motorului crește. În acest moment, scăderea turației motorului cauzată de creșterea cuplului rezistent impune regulatorului de turație deplasarea cremalierei în sensul creșterii dozei ciclice; aceasta însă nu mai poate fi deplasată, deoarece se găsește deja în poziția de debit maxim. În plus, caracteristica de debit a acestui tip de pompă de injecție manifestă o tendință de scădere a dozei ciclice refulate odată cu scăderea turației (**fig. 7.11a**). Ca urmare a acestor două fenomene, se poate ajunge la oprirea motorului. Pentru evitarea acestei situații, pompele de injecție se prevăd cu ***corectoare de debit***, care compensează scăderea debitului de combustibil la reducerea turației (mai ales la sarcină nominală).

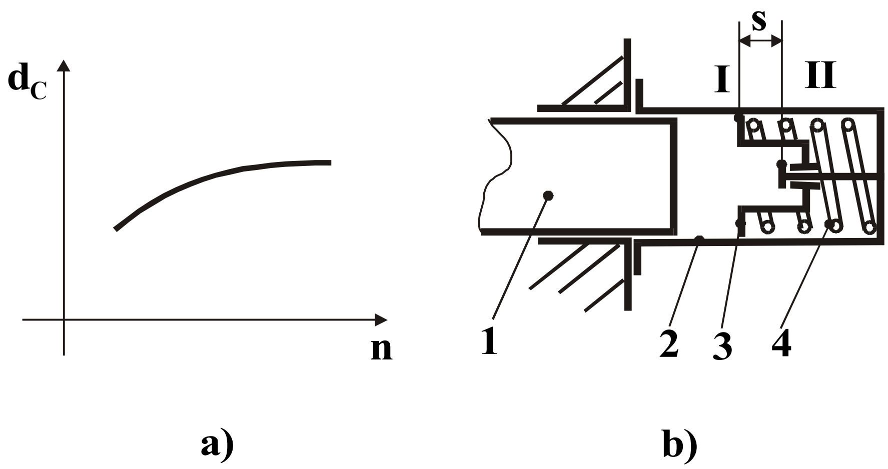


Fig. 7.11 – *Corector de debit*

a-caracteristica de debit a elementului de pompare (necorectată); **b**-corector de debit montat în exteriorul elementului de pompare; 1-cremalieră; 2-carcasa corectorului; 3-opritor; 4-arcul corectorului; s-cursa suplimentară.

Corectarea debitului se poate realiza prin:

- modificarea debitului prin deplasarea cremalierei;
- modificarea debitului cu menținerea cremalierei în poziție fixă.

Primul tip de corector (**fig. 7.11b**) este montat în exteriorul elementului de pompare, asigurând o deplasare suplimentară a cremalierei la regimul de sarcină totală.

Acest tip de corector este realizat sub forma unui opritor elastic al cremalierei, fiind echipat cu arcul (*4*). Atunci când motorul se găsește la sarcină totală (la turația de putere maximă), cremaliera este deplasată către dreapta, sprijinindu-se pe opritorul (*3*); dacă turația motorului scade, regulatorul va deplasa suplimentar cremaliera către dreapta, comprimând arcul (*4*), asigurând astfel creșterea dozei ciclice (d_c). Cursa suplimentară maximă a cremalierei este (s).

Corectarea debitului prin menținerea cremalierei într-o poziție fixă presupune utilizarea, la fiecare element de pompare, a unei supape de refulare de construcție specială (**fig. 7.12**).

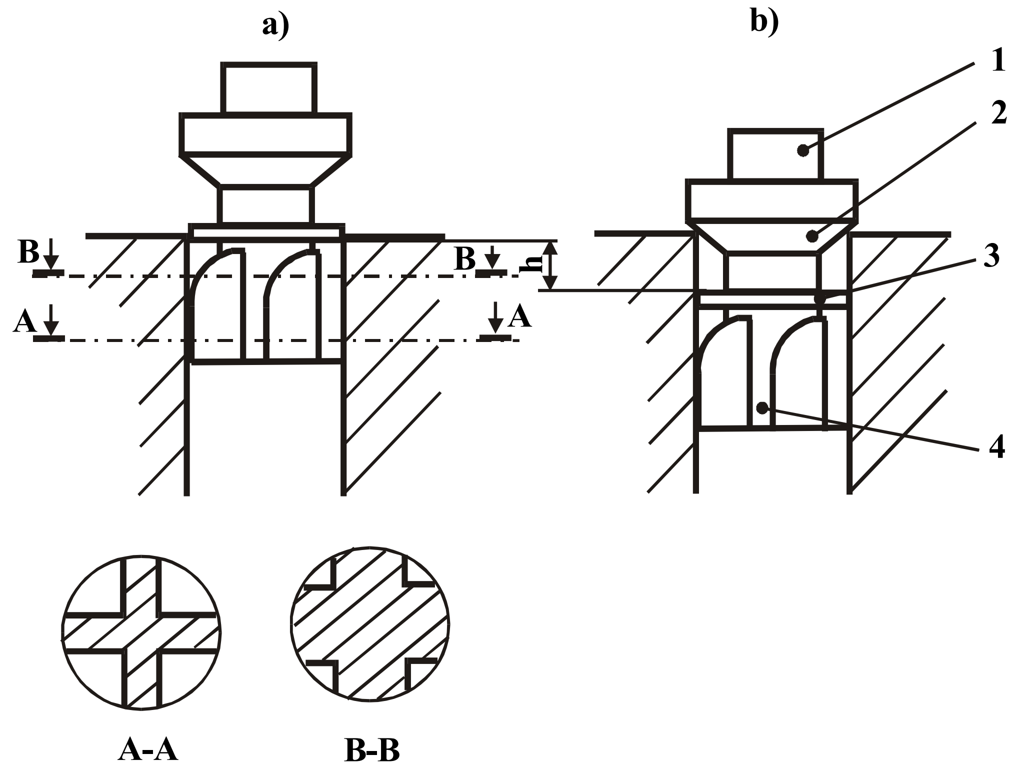


Fig. 7.12 – *Supapă corectoare*

a-întreruperea refulării; **b**-așezarea supapei pe scaun; h-cursa de descărcare; 1-umăr pentru centrarea arcului supapei de refulare; 2-zonă conică de etanșare; 3-brâu de descărcare; 4-aripioare profilate.

Se observă ca, la partea inferioară, supapa de refulare este prevăzută cu aripioarele profilate (*4*), ce realizează o secțiune variabilă de trecere a combustibilului. Când turația motorului crește, viteza de curgere a combustibilului prin canalele supapei crește; ca urmare, forța ce acționează asupra

supapei crește, supapa ridicându-se mai mult de pe sediu. La terminarea injecției, când supapa se așează pe scaun, aceasta efectuează o cursă mai mare, dislocând un volum mai mare de combustibil în avalul ei. La injecția următoare, elementul de pompare va trebui să trimită întâi o cantitate de combustibil care să compenseze volumul dislocuit de supapă, restul de combustibil ajungând la injector. Rezultă că, cu cât turația motorului este mai mare, cu atât o parte mai mare din doza ciclică va fi folosită pentru a completa volumul dislocuit de supapă; astfel, se contracarează tendința de creștere a dozei ciclice odată cu creșterea turației, realizându-se corecția debitului refulat spre injector de către elementul de pompare. Acest mod de corectare a debitului prezintă însă unele dezavantaje:

- este greu să se asigure o caracteristică de debit identică pentru toți elemenții de pompare, din cauza toleranțelor de fabricație ale canalelor (aripioarelor) supapei;
- la scăderea turației, crește avansul la injecție, fenomen dezavantajos din punct de vedere al funcționării motorului.

Supapa de refulare are rolul de a separa conducta de înaltă presiune de elementul de pompare, în intervalul dintre două injecții succesive; se împiedică astfel golirea conductei de înaltă presiune, fapt care ar face imposibilă reluarea injecției. Dezavantajul prezenței supapei de refulare este legat de faptul că prezența acesteia determină existența unui nivel ridicat de presiune a combustibilului din conductă, ceea ce poate determina apariția postinjecției (datorată, de exemplu, vibrațiilor conductei sau undelor de presiune din conductă). Evitarea acestui fenomen este realizată prin prevederea supapei cu brâul de descărcare (*3*); acesta realizează separarea conductei de înaltă presiune de elementul de pompare înainte ca supapa să se așeze pe scaun (**fig. 7.12a**). Din acest moment și până la așezarea supapei pe scaun (**fig. 7.12b**), supapa mai parcurge spațiul (***s***), ceea ce determină creșterea volumului conductei de înaltă presiune cu valoarea:

$$\Delta V = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot h}{4},$$

unde ***d*** este diametrul brâului de descărcare. Se asigură astfel destinderea motorinei din conducta de înaltă presiune și scăderea nivelului presiunii din conductă între două injecții succesive, evitându-se postinjecția.

Deși jocul dintre pistonaș și bucșă este foarte mic (1,5…3,5μm), datorită faptului că nu există un element de etanșare presiunile mari dezvolate în timpul funcționării determină scăpări de combustibil către coada pistonașului. Acestea sunt colectate prin canale circulare și orificii înclinate (**fig. 7.13**), practicate în bucșă, care servesc dirijării scăpărilor de motorină către colectorul de alimentare al pompei de injecție.

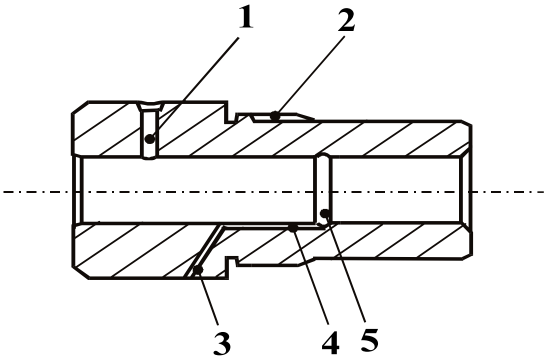


Fig. 7.13 – *Construcția bucșei*

1-canal de alimentare-descărcare;
2-frezare pt. fixarea bucșei;
3,4,5-canale pt. colectarea scăpărilor.

7.3. Lucrări de executat

Se va demonta pompa de injecție, se vor identifica elementele componente și apoi se va monta înapoi pompa.

Lucrarea Nr. 8.

POMPA DE INJECȚIE CU DISTRIBUITOR ROTATIV DE TIP *CAV-DPAM*

8.1. Construcția și funcționarea pompei de injecție cu distribuitor rotativ

Acest tip de pompe de injecție se caracterizează prin faptul că sunt echipate cu un singur element de pompare, indiferent de numărul de cilindri ai motorului; distribuitorul rotativ asigură trimiterea combustibilului sub presiune, pe rând, către fiecare injector. Elementul de pompare și distribuitorul rotativ sunt încorporate în capul hidraulic al pompei.

Avantajele pompelor de injecție cu distibuitor rotativ sunt:

- uniformitate ridicată a debitelor ciclice trimise către fiecare cilindru al motorului;
- construcție compactă;
- nu sunt echipate cu arcuri cu rigiditate mare;
- sunt etanșe, ungerea fiind asigurată de către motorina sub presiune, împiedicându-se pătrunderea apei și impurităților;
- pot fi montate pe motor în orice poziție.

Dintre dezavantajele acestui tip de pompă se pot menționa:

- uzură mai rapidă a elementului de pompare;
- timp mai scurt disponibil pentru umplerea și golirea elementului de pompare (de ***i*** ori mai scurt decât în cazul pompei de injecție cu elemenți în linie - ***i*** fiind numărul de cilindri); ca urmare, la turații ridicate, umplerea elementului de pompare poate fi incompletă.

În **fig. 8.1** este prezentată schema de principiu a unui sistem de alimentare echipat cu pompă de injecție cu distribuitor rotativ.

Se observă că alimentarea capului hidraulic al pompei de injecție este realizată prin intermediul pompei de transfer (5), care ridică presiunea combustibilului de la valoarea asigurată de către pompa de alimentare (3) - 1…1,5 daN/cm^2 - până la maximum 10 daN/cm^2 (valoare corespunzătoare turației maxime de mers în gol). Aceste valori ale presiunii de transfer asigură, pe de o parte, o umplere rapidă a elementului de pompare în intervalul dintre două injecții succesive, iar pe de altă parte asigură învingerea rezistențelor hidraulice relativ ridicate ale canalizației din interiorul capului hidraulic al pompei de injecție. Pompa de transfer este de tipul cu palete culisante în rotor, ea făcând parte integrantă din capul hidraulic.

Limitarea presiunii maxime de transfer și realizarea unei dependențe liniare între presiunea de transfer și turația arborelui pompei de injecție este asigurată de către supapa de amorsare și regularizare (6); aceasta are și rolul de a permite amorsarea sistemului de alimentare (umplerea cu combustibil), prin acționarea manuală a pompei de alimentare. În **fig. 8.2** este prezentată funcționarea supapei de amorsare și regularizare.

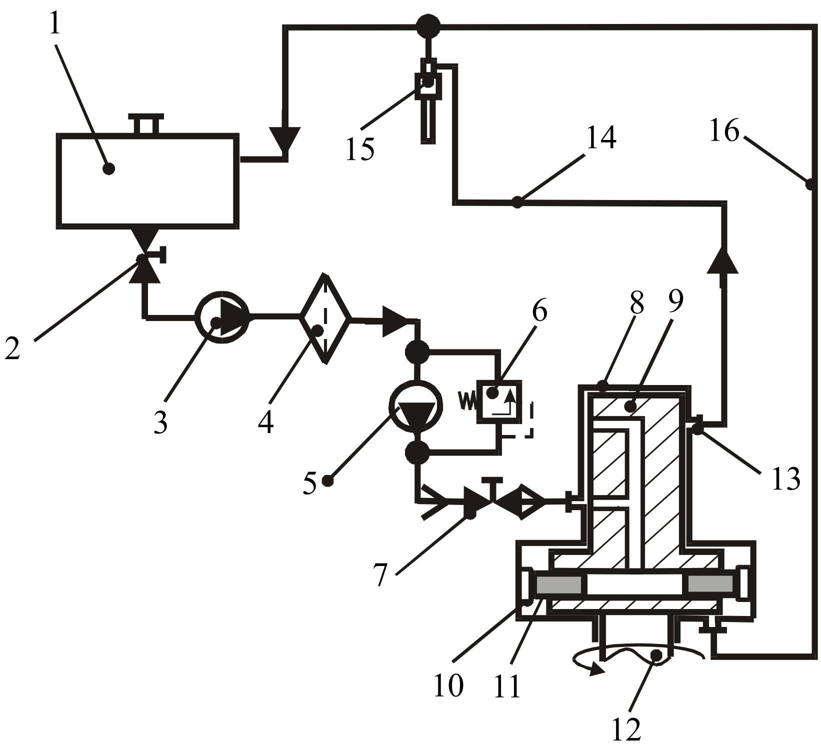


Fig. 8.1 - *Schema sistemului de alimentare al pompei de injecție cu distribuitor rotativ*

1-rezervor; **2**-robinet; **3**-pompă de alimentare; 4-filtru; 5-pompă de transfer; 6-supapă de amorsare și regularizare; 7-supapă de dozare; 8-partea fixă a capului hidraulic (bucșă); 9-rotorul capului hidraulic; 10-inel cu came interioare; 11-pistonaș; 12-arbore de antrenare; 13-racord de înaltă presiune; 14-conductă de înaltă presiune; 15-injector; 16-circuit de preluare a pierderilor de combustibil.

Atunci când motorul este oprit (**fig. 8.2a**), pistonul (1) obturează orificiul (3) - aflat în legătură cu racordul de refulare al pompei de transfer - împiedicându-se astfel dezamorsarea sistemului.

La amorsarea sistemului prin acționarea manuală a pompei de alimentare (**fig. 8.2b**), presiunea din racordul de admisie al pompei de transfer se transmite, prin orificiul (2), asupra pistonului (1), pe care îl deplasează în jos; acesta comprimă arcul (5) - cu rigiditate mică - și deschide orificiul (3). Astfel, combustibilul pătrunde în pompa de injecție, ocolind pompa de transfer.

În timpul funcționării motorului (**fig. 8.2c**), presiunea de transfer acționează, prin orificiul (3), asupra pistonului (1), care va fi deplasat în sus. Poziția pistonului (1) va depinde de echilibrul stabilit între forța datorată presiunii de transfer și forța elastică a arcului (4) - cu rigiditate mare. În funcție de această

poziție, pistonul (1) va deschide mai mult sau mai puțin orificiul de reglare (2), prin care o parte din combustibilul refulat de către pompa de transfer ajunge înapoi în admisia pompei. Ca urmare, debitul de combustibil care se întoarce în admisia pompei de transfer va cu atât mai mare cu cât presiunea de trtansfer este mai mare; rezultatul va fi o dependență relativ liniară între presiunea de transfer și turația pompei (**fig. 8.2d**). După cum se va vedea mai departe, această dependență liniară este exploatată de către variatorul automat de avans al pompei de injecție.

Revenind la schema din **fig. 8.1**, se observă că alimentarea capului hidraulic cu motorină se realizează prin intermediul supapei de dozare (7), care reglează cantitatea de combustibil pătrunsă în elementul de pompare; se asigură astfel reglarea dozei ciclice. Deci, spre deosebire de pompele de injecție cu elemenți în lini prezentate anterior, la care cantitatea de combustibil introdusă în elementul de pompare este permanent aceeași și la care reglarea dozei ciclice se realizează prin modificarea cantității de combustibil refulate (pompă cu aspirație constantă și refulare variabilă), la pompa cu distribuitor rotativ cantitatea de combustibil aspirată în elementul de pompare este variabilă; în schimb, întreaga cantitate aspirată este refulată către injectoare (pompă cu aspirație variabilă și refulare constantă).

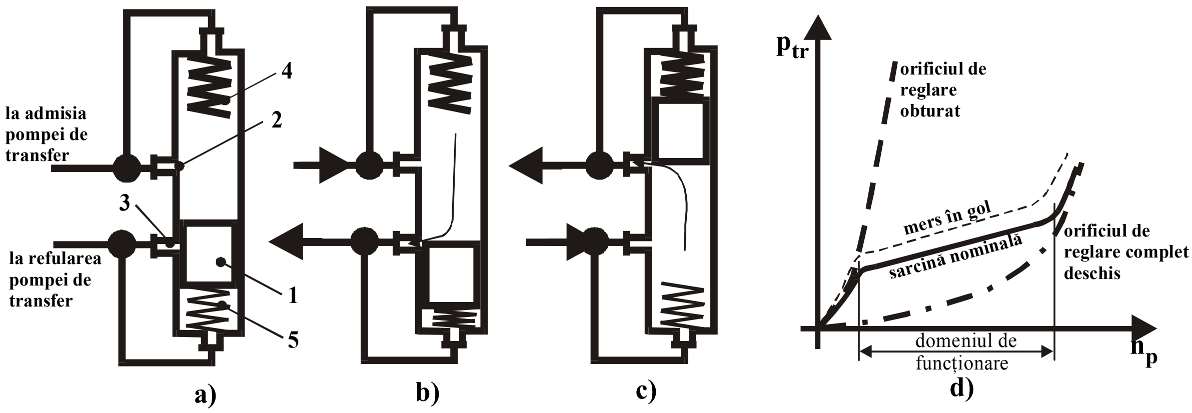


Fig. 8.2 - *Funcționarea supapei de amorsare și regularizare*
a - motor oprit; **b-**amorsarea sistemului de alimentare; **c-**motor în funcțiune; d-caracteristica de debit a ansamblului pompă de transfer-supapă de amorsare și regularizare;
1-piston; **2**-orificiu de reglare a presiunii de transfer; **3**-orificiu pentru amorsarea sistemului; **4,5-**arcuri.

Funcționarea pompei de injecție cu distribuitor rotativ este prezentată în **fig. 8.3**.

Capul hidraulic al pompei este format din bucșa (3) și rotorul (4). În bucșa (3) există un canal (1) pentru admisia combustibilului, precum și canalele de refulare (9), într-un număr egal cu numărul de cilindri ai motorului. Rotorul (4) este prevăzut cu un număr de canale de admisie (2), egal cu numărul de cilindri ai motorului, precum și cu un canal de refulare (8). Combustibilul intră în spațiul dintre pistonașele (6) atunci când unul din canalele de admisie (2) este pus în comunicație cu canalul de admisie (1 - **fig. 8.3a**), trecând apoi prin canalul central (5) în spațiul dintre cele două pistonașe (6). În acest moment pistonașele (6), care urmăresc profilul inelul cu came interioare (7), sunt îndepărtate la maximum unul

de celălat. La rotirea rotorului (4) au loc următoarele fenomene:

- se întrerupe legătura dintre canalele (1) și (2);
- pistonașele se apropie unul de celălalt, sub acțiunea camelor, realizându-se astfel creșterea presiunii combustibilului;
- canalul de refulare (8) este pus în legătură cu unul din racordurile de refulare (9), combustibilul sub presiune fiind trimis către injector (**fig. 8.3b**).

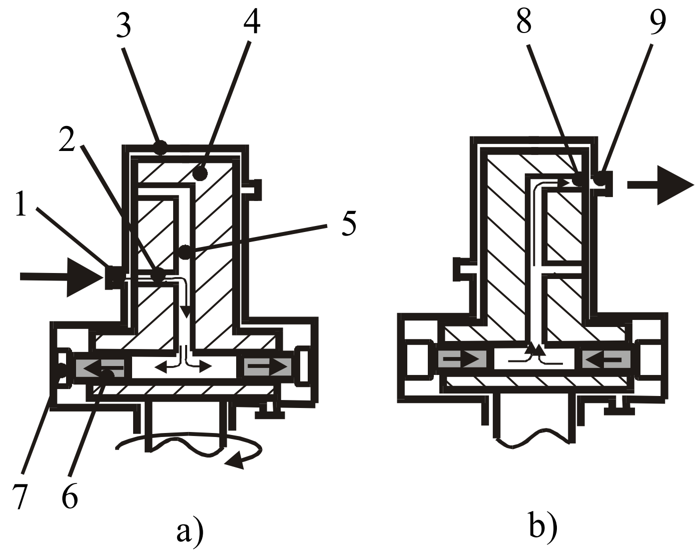


Fig. 8.3 - *Schema funcționării pompei de injecție cu distribuitor rotativ*
1-canalul de admisie al bucșei capului hidraulic; **2**-canalul de admisie al rotorului capului hidraulic; **3**-bucșă (partea fixă); **4**-rotor; **5**-canal central; **6**-pistonaș; **7**-inel cu came interioare; **8**-canalul de refulare al rotorului; **9**-canalul de refulare al bucșei.
a-admisia combustibilului; **b**-refularea combustibilului.

După cum s-a menționat anterior, pompa de transfer este de asemenea inclusă în capul hidraulic, rotorul acestei fiind înfiletat în rotorul (4), în partea opusă celei în care se găsesc pistonașele (**fig. 8.6**).

În construcția rotorului distribuitor (4) este inclusă o soluție ce permite reglarea dozei ciclice maxime, ceea ce asigură utilizarea aceleiași pompe de injecție pe motoare cu cilindree diferită; soluția este prezentată în **fig. 8.4**.

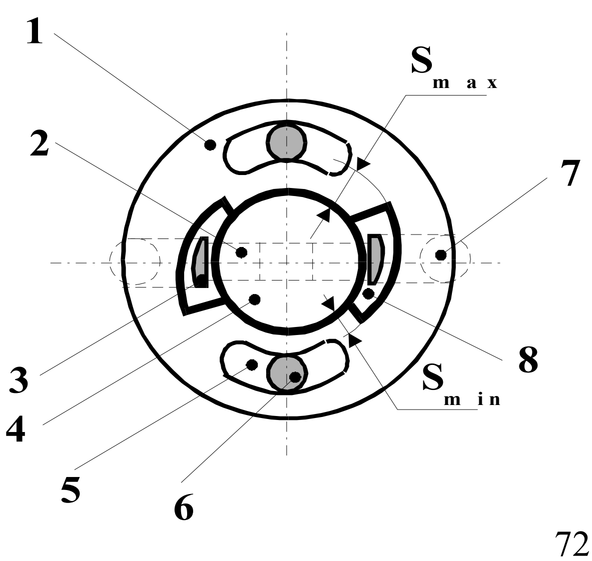


Fig. 8.4 - *Sistemul de reglare a dozei ciclice maxime*

1-disc de reglare;
2-pistonaș;
3-umărul tachetului;
4-arbore de antrenare;
5, 8-fante;
6-șurub de fixare;
7-rola tachetului.

Sistemul de reglare a dozei ciclice maxime este format din discul (1), ce se poate roti cu un anumit unghi față de arborele de antrenare (4), datorită existenței orificiilor alungite (5); discul este fixat într-o anumită poziție cu ajutorul șuruburilor de fixare (6). Discul este prevăzut și cu fantele asimetrice (8), în care pătrund umerii (3) ai tacheților cu role ce acționează asupra pistonașelor (2). Cursa de pompare a pistonașelor este limitată de lățimea fantei în care se găsesc umerii tacheților. Prin rotirea discului (1), datorită asimetriei fantelor (8), cursa tachetului (și deci și a pistonașului corespunzător) se modifică între valoarea maximă S_{max} și cea minimă S_{min}, ceea ce conduce la modificarea cantității de combustibil refulate de către pompă ; de exemplu, prin rotirea discului (1) în sens orar, doza ciclică maximă crește.

Pentru a se asigura descărcarea conductelor de înaltă presiune, camele de acționare pistonașelor de pompare au o construcție asimetrică (**fig. 8.5**). Astfel, cama este prevăzută cu o zonă de deplasare a pistonului pe cursa de refulare (poziția 1), care determină caracteristica de injecție; urmează apoi zona (2), pe care are loc o îndepărtare a celor două pistonașe ale elementului de pompare (fenomen însoțit de descărcarea conductei de înaltă presiune), iar în continuare pistonașele revin în poziția inițială (zona 3). Începutul refulării combustibilului este condiționat de coincidența momentului de suprapunere a celor două orificii de refulare ale capului hidraulic (din rotor și bucșă) cu momentul în care pistonașele încep să fie acționate de către porțiunea de urcare a camelor.

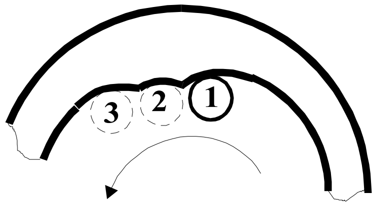


Fig. 8.5 - *Profilul camei*

În **fig. 8.6** și **8.7** sunt prezentate vederi generale ale pompelor de injecție cu distribuitor rotativ.

8.2. Variatorul de avans

Pompele de injecție de tip ***DPAM*** sunt echipate cu un variator automat de avans, care realizează creșterea avansului la injecție odată cu creșterea turației pompei. În acest scop, dispozitivul prezentat în **fig. 8.8** asigură rotirea inelului cu came interioare față de carcasa pompei (în sens invers sensului de rotație al rotorului capului hidraulic), în funcție de presiunea de transfer (care, conform celor prezentate anterior - **fig. 8.2d** - variază liniar cu turația arborelui pompei).

Variatorul de avans este format dintr-un piston (5), a cărui poziție depinde de echilibrul dintre forța datorată presiunii de transfer (care acționează pe fața din stânga a pistonului) și forța datorată arcurilor (9) și (10). Pistonul este prevăzut cu o degajare în care pătrunde șurubul cu cap sferic (4), fixat în inelul cu came interioare (2).

La creșterea turației, presiunea care acționează asupra pistonului (transmisă prin intermediul racordului 21 – **fig. 8.6**) crește, pistonul se deplasează către dreapta (comprimând suplimentar arcurile 9 și 10), inelul cu came interioare este rotit în sens invers celui în care are loc rotația rotorului capului hidraulic, iar avansul la injecție crește.

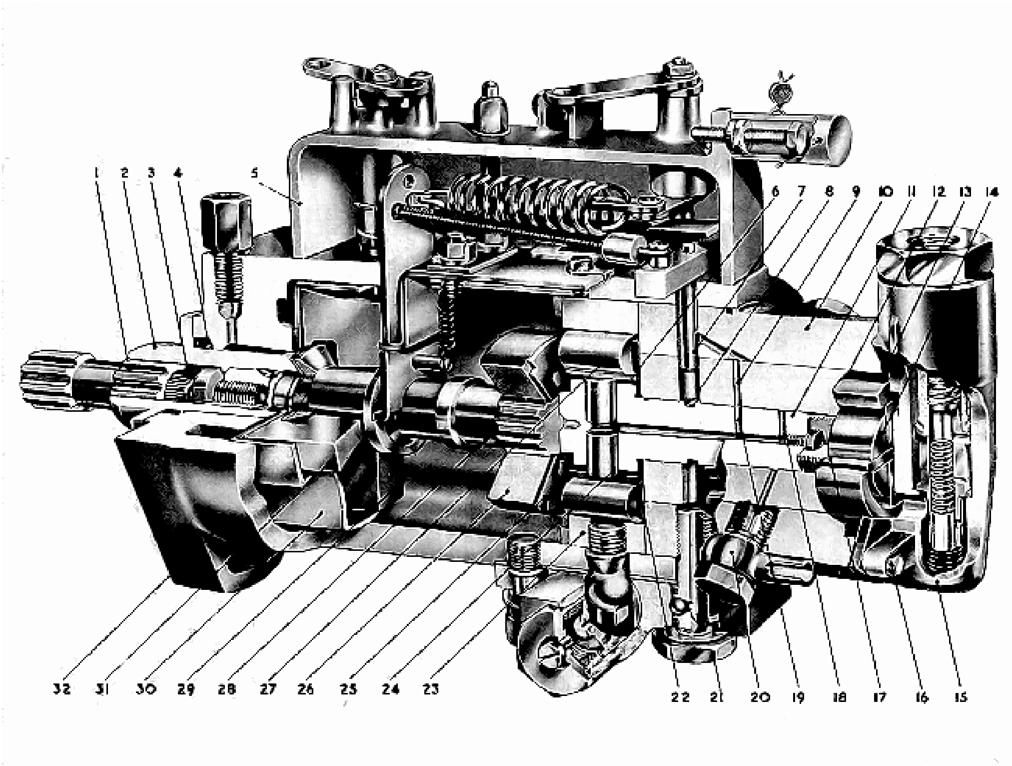


Fig. 8.6 - *Pompă de injecție cu distribuitor rotativ DPAM, cu regulator mecanic de turație*

1-arbore de antrenare; 2-carcasă; 3-simering; 4-racord surplus combustibil; 5-capac; 6-tachet; 7-supapă de dozare; 8-canal admisie; 9- canal admisie (din bucșă); 10-bucșă; 11-rotor; 12-pompă de transfer; 13-filtru admisie combustibil; 14-rotorul pompei de transfer; 15-corpul supapei de amorsare și regularizare; 16-șurub de prindere; 17-paletă; 18-canal de refulare (în rotor); 19-canal de admisie (în bucșă); 20-racord refulare (în bucșă); 21-racord de legătură; 22, 27-rolele tachetului; 23-inel cu came interioare; 24-pistonaș; 25-disc pentru reglarea dozei ciclice maxime; 26-flanșa cuplajului capului hidraulic; 28-arborele de antrenare al capului hidraulic; 30-carcasa greutăților regulatorului de turație; 31-greutate; 32-flanșă de prindere a pompei.

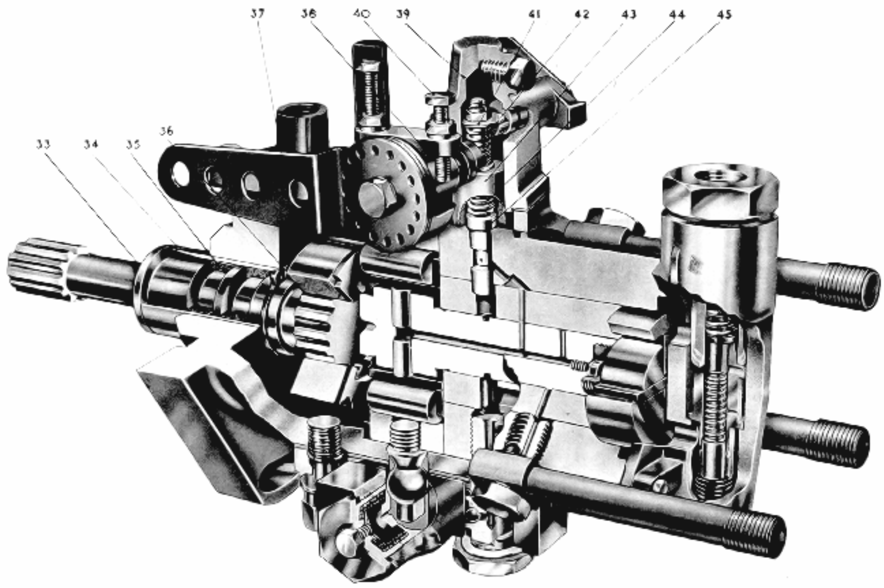
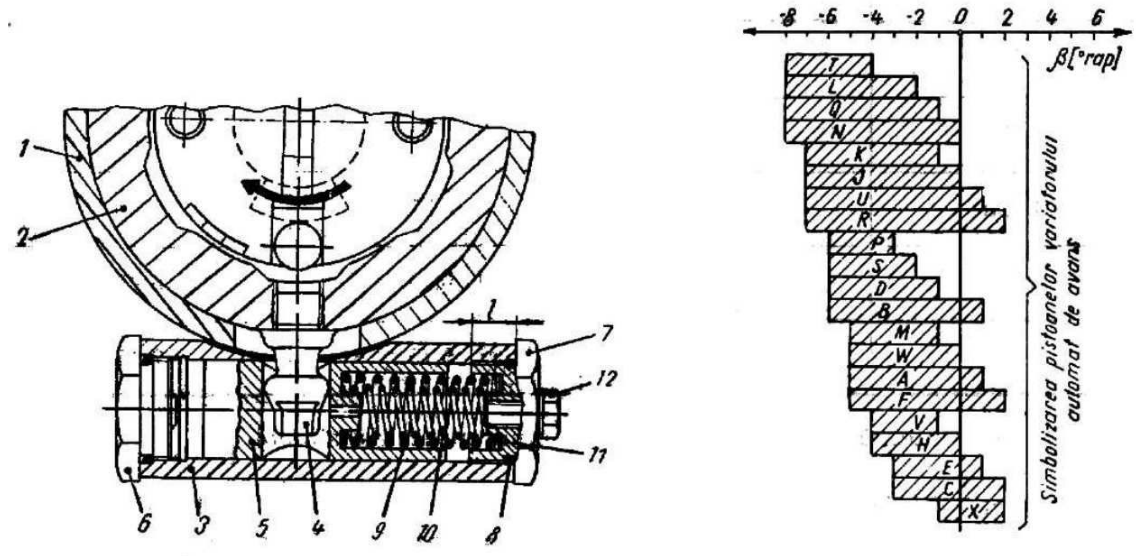


Fig. 8. 7 - *Pompă de injecție cu distribuitor rotativ, cu regulator hidraulic de turație*

Mărimea plajei de reglare a avansului este determinată de următorii factori:

- lungimea pistonului și poziția orificiului în care pătrunde capul șurubului (4);
- combinarea arcurilor (9) și (10) cu setul de șaibe de reglaj (11);
- utilizarea unor dopuri filetate (6, 7) de lungimi diferite – **tabelul 8.3**.



a) b)

Fig. 8.8 – *Variatorul de avans*
a-construcția variatorului; b-plaja de reglare a avansului
1-corpul pompei; 2-inel cu came interioare; 3-carcasa variatorului de avans; 4-șurub cu cap sferic; 5-piston; 6, 7, 12-dopuri filetate; 8-garnitură; 9, 10-arcuri; 11-șaibe de reglaj.

Tabelul 8.3

Modificarea avansului la injecție prin intermediul dopurilor filetate

Simbolizare	Modificare avans, ^{0}RAP	Lungimea ***l***, mm	
		Dopul (7)	Dopul (6)
B	-1,0	7,35	5,75
C	-0,5	6,95	6,15
fără marcaj	0	6,55	6,55
D	+0,5	6,15	6,95
E	+1,0	5,75	7,35

La unele pompe de injecție, racordul de alimentare al variatorului de avans (21-**fig. 8.6**) este prevăzut cu o supapă comandată manual sau electric, care permite blocarea accesului combustibilului în variator, asigurându-se astfel reducerea avansului la injecție la pornirea motorului.

8.3. Regulatorul de turație

Pompele de injecție cu distribuitor rotativ sunt echipate cu regulatoare de turație pentru toare regimurile, mecanice sau hidraulice.

Regulatorul de turație mecanic (**fig. 8.9**) este de tipul centrifugal, fiind format din greutățile (4), montate în carcasa (2); aceasta este la rândul ei fixată pe arborele de antrenare (1) al pompei de injecție. Regulatorul acționează asupra brațului (13) al supapei de dozare (16) prin intermediul manșonului (3), a pârghiei (5) și a tijei (14).

La un regim de funcționare dat, stabilit prin poziția pârghiei de accelerație (11), forța centrifugă a greutăților (4) este echilibrată de către forța elastică a arcului principal (10), stabilindu-se astfel o anumită poziție pentru supapa de dozare (16). La creșterea turației, forța centrifugă crește și supapa de dozare este rotită în sensul scăderii debitului de combustibil, până în momentul în care se ajunge din nou la un echilibru între forța centrifugă și forța elastică. Arcul (9) asigură funcționarea regulatorului de turație la mersul în gol.

Oprirea motorului este realizată cu ajutorul pârghiei de oprire (21) care, prin intermediul excentricului (20), deplasează tija de oprire (19); aceasta rotește supapa de dozare în poziția de debit nul, realizând astfel oprirea motorului.

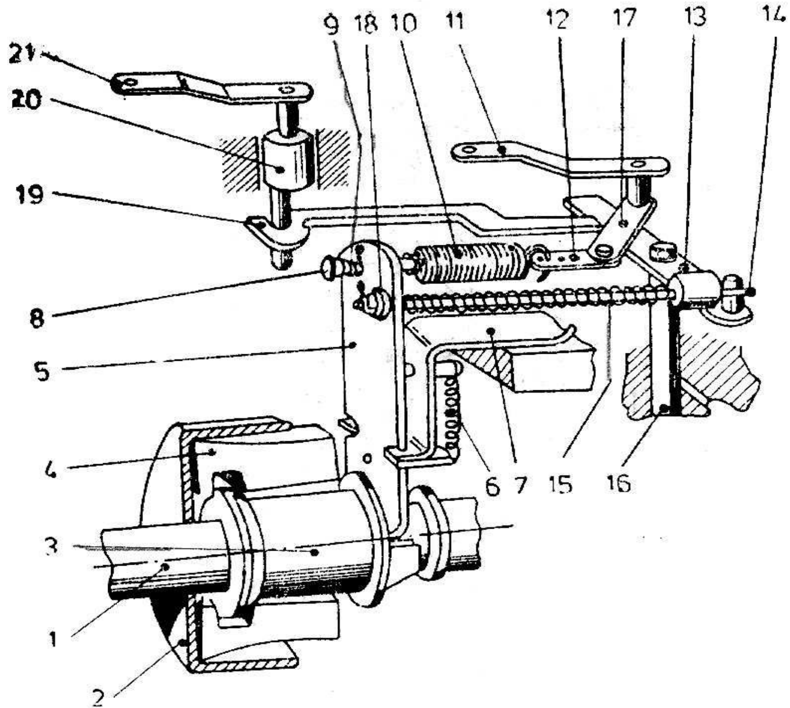


Fig. 8.9 – *Regulatorul mecanic de turație*

1-arbore de antrenare; 2-carcasa greutăților; 3-manșon glisant; 4-greutăți; 5-pârghie de acționare; 6-arc de fixare; 7-piesă de fixare în corpul pompei; 8-bolț; 9-arc pentru mersul în gol; 10-arcul principal al regulatorului; 11-pârghia de accelerație a pompei de injecție; 12-brațul pârghiei de accelerație; 13-brațul supapei de dozare; 14-tijă de acționare a supapei de dozare; 15-arc pentru preluarea jocurilor; 16-supapa de dozare; 17-braț de comandă; 18-piuliță; 19-tijă pentru oprire; 20-excentric; 21-pârghie de oprire.

Pârghia de acționare (5) și brațul pârghiei de accelerație (12) sunt prevăzute cu câte trei orificii de fixare arcului principal; varianta de fixare arcului este specificată pe plăcuța indicatoare de pe corpul pompei de injecție (fig. 8.10). Greutățile regulatorului sunt montate liber în carcasa lor; aceasta este prevăzută cu șase locașuri, care pot fi ocupate de tot atâtea mase centrifuge sau de un număr mai mic (de ex. patru).

Regulatorul hidraulic de turație (**fig. 8.11**) utilizează presiunea pompei de transfer, supapa de dozare fiind înlocuită de către pistonașul (1), ce se poate deplasa axial sub acțiunea presiunii combustibilului. Forței de presiune a combustibilului i se opune forța elastică a arcului (2), care poate fi modificată de către pâghia de accelerație (3). Pentru o anumită poziție a pârghie de accelerație, forța de presiune este echilibrată de către forța elastică a arcului; la creșterea turației, presiunea de transfer crește, pistonașul se ridică într-o nouă poziție de echilibru, iar muchia sa micșorează secțiunea de trecere a combustibilului către capul hidraulic. Ca urmare, turația motorului scade.

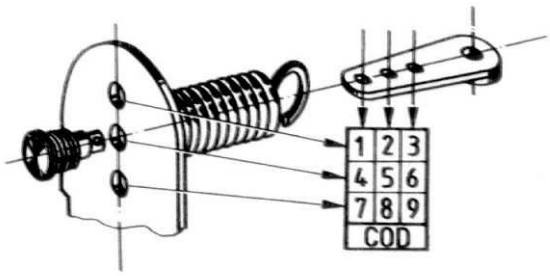


Fig. 8.10 – *Codul de montare a arcului principal*

Exemplu de marcaj: **49/800/3/2550**, unde:
49 mm³/ciclu – doza ciclică maximă;
E în loc de **/** - reglaj pe stand Hartridge;
800 rot/min – turația la care a fost reglată doza ciclică;
3 – codul de montare a arcului;
2550 rot/min – turația maximă de mers în gol a motorului.

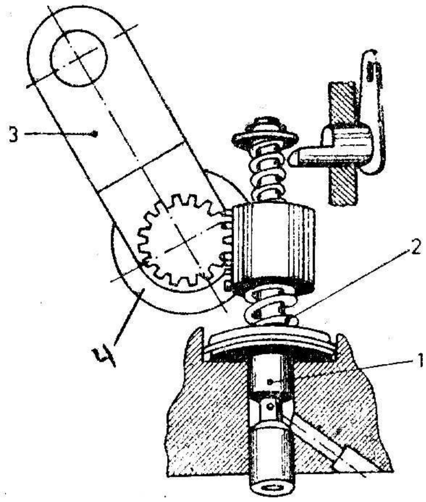


Fig. 8.11 – *Regulatorul hidraulic de turație*

1-pistonaș;
2-arcul regulatorului;
3-pârghia de accelerație;
4-roată dințată.

8.4. Simbolizarea pompelor de injecție de tip *DPA*

Pompele de injecție cu distribuitor rotativ sunt prevăzute cu o plăcuță inscipționată, care se găsește pe corpul pompei; pe aceasta sunt marcate:

- sensul de rotație al arborelui pompei;
- simbolul pompei: **DPAM 38 3 2 F** x y **C**, unde:
  - **DP** – pompă de injecție cu distribuitor rotativ;
  - **A** – mărimea A;
  - **M** – ***MEFIN România*** (R – ***Roto Diesel Franța***; J- ***Lucas CAV KK Japonia*** etc.);

- **3** – număr de cod;
- **8** – proveniența proiectului (0 – SUA; 4 – Franța; 8- România etc.);
- **3** – numărul de cilindri ai motorului pe care se montează pompa;
- **2** – regulator mecanic cu dispoziv de avans automat (6 și 7 – regulator hidraulic cu dispozitiv de avans automat);
- **F** – modificări aduse proiectului inițial (de la D în continuare);
- **x** – numărul caracteristic individual al pompei;
- **y** – număr rezervat pentru modificări constructive ce nu afectează reglajul (între 0 și 9);
- **C** – modificări aduse proiectului inițial (de la A la C).

• codul de montare al arcului principal, debitul ciclic etc. (conform celor prezentate în **fig. 8.10**).

8.5. Lucrări de executat

Se va demonta pompa de injecție, se vor identifica elementele componente și circuitele de combustibil, iar apoi se va remonta pompa.

Lucrarea Nr. 9.

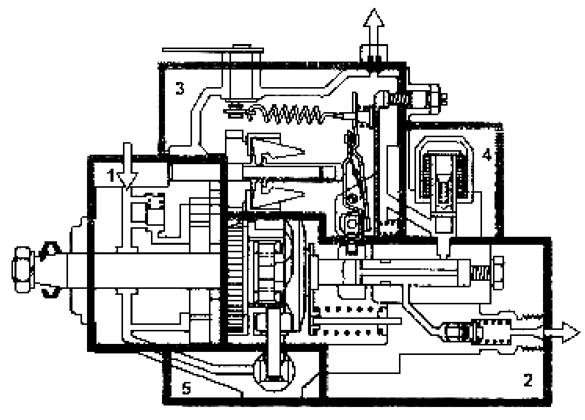
POMPA DE INJECȚIE DE TIP *BOSCH VE*

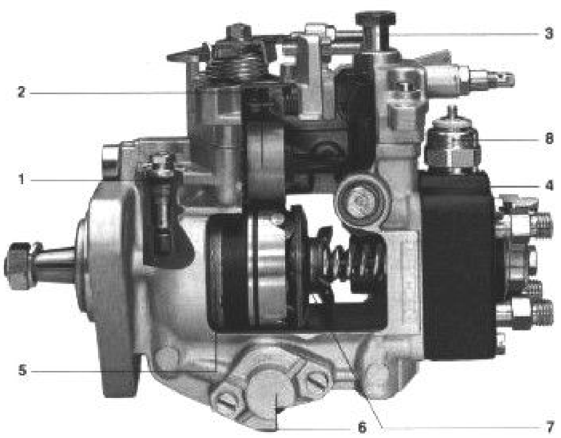
9.1. Construcție

Această pompă este de tipul cu distribuitor rotativ și piston axial; pistonul plonjor, care este amplasat axial față de arborele de antrenare, este acționat în mișcare de translație prin intermediul unui platou cu came axiale.

În interiorul pompei se găsesc următoarele subansambluri principale (**fig. 9.1a**);

- pompa de transfer (1);
- capul hidraulic (2);
- regulatorul centrifugal de turație (3);
- supapa electromagnetică de oprire (4);
- variatorul automat de avans (5).





a) **b)**

Fig. 9.1 – *Pompă de injecție de tip* ***VE***

a: 1-pompă de transfer; 2-cap hidraulic; 3-regulator de turație; 4-electrovalvă; 5-regulator de avans;

b: 1- supapă de limitare a presiunii; 2-regulatorul de turație; 3-racord retur combustibil; 4-cap hidraulic; 5-pompă de tranfer; 6-regulator de avans; 7-platou cu came axiale.

Pompa de transfer este de tipul cu palete, fiind asemănătoare cu cea utilizată la pompele ***LUCAS CAV-DPA***, fiind prevăzută cu supapă de limitare a presiunii maxime de transfer (1, **fig. 9.1b**).

Funcționarea capului hidraulic rezultă din schema din **fig. 9.2**.

Combustibilul refulat de către pompa de transfer (10) intră prin racordul (A), iar trecerea către canalul (B) din capul hidraulic este controlată de către electroventilul (5), care permite oprirea motorului.

Pistonul plonjor (3) este pus în mișcare de rotație de către arborele (11), mișcarea axială fiind obținută cu ajutorul platoului cu came axiale (8) – solidar cu pistonul – și a rolelor (9) – ce se găsesc pe un platou fix. Arcul (7) asigură revenirea pistonului în poziția inițială.

Pistonul este prevăzut cu un număr de degajări (D) egal cu numărul de cilindri ai motorului, precum și cu un canal de refulare (F); capul hidraulic este prevăzut cu un număr de canale de refulare (H), egal cu numărul de cilindri ai motorului.

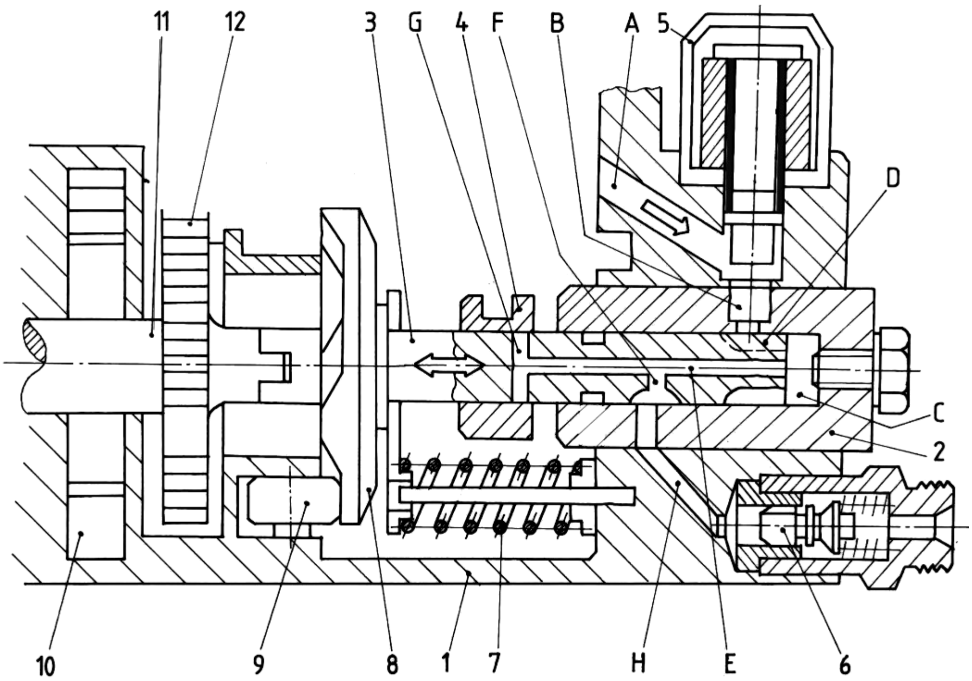


Fig. 9.2 – *Schema de principiu a capului hidraulic al pompei de tip* ***VE***

1-corp; 2-cap hidraulic; 3-piston plonjor; 4-bucșă de control; 5-electroventil; 6-supapă de refulare; 7-arc; 8-platou cu came axiale; 9-rolă; 10-pompă de transfer; 11-arbore de antrenare; 12-transmisie cu roți dințate.

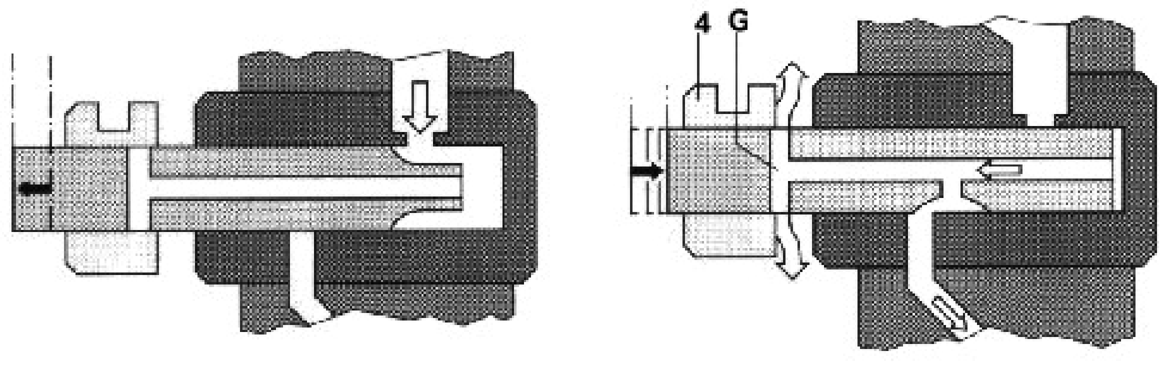
Combustibilul intră în spațiul (C) în momentul în care o degajare (D) din piston intră în legătură cu racordul (B) – vezi și fig. 9.3a; prin rotirea în continuare a pistonului, legătura dintre (B) și (D) se întrerupe. Datorită deplasării axiale a pistonului, combustibilul este comprimat și trece prin canalul central (E)

și canalul de refulare (F) către racordul de refulare (H). Debitarea combustibilului încetează în momentul în care, datorită deplasării axiale a pistonului, canalul (G) iese de sub bucșa de control (4), iar canalul central (E) este pus în legătură cu spațiul din interiorul pompei (fig. 9.3b). Reglarea dozei ciclice se realizează prin deplasarea axială a bucșei (4): deplasarea către dreapta a bucșei conduce la mărirea dozei ciclice.

După cum s-a menționat, pentru oprirea motorului se întrerupe alimentarea cu energie electrică a electroventilului (5, **fig. 9.2**), racordul de admisie (B) fiind astfel obturat.

Racordurile de refulare ale pompei sunt prevăzute cu supape cu brâu de descărcare, asemănătoare celor utilizate la pompele de injecție cu elemeți în linie (**fig. 9.4**)

Pompa este echipată cu un regulator centrifugal cu greutăți, pentru toate regimurile; pentru reducerea gabaritului pompei, antrenarea regulatorului se realizează prin intermediul unei transmisii cu roți dințate cu raport de transmitere subunitar. Funcționarea acestui regulator poate fi urmărită cu ajutorul schemei din **fig. 9.5**, din care rezultă că manșonul cu tijă (3), comandat de către greutățile regulatorului, acționează bucșa de control (13) prin intermediul sistemului format din pârghiile (4), (5) și (6).



a) b)

Fig. 9.3- *Fazele funcționării pompei VE*

a-admisia combustibilului; b-sfârșitul injecției.

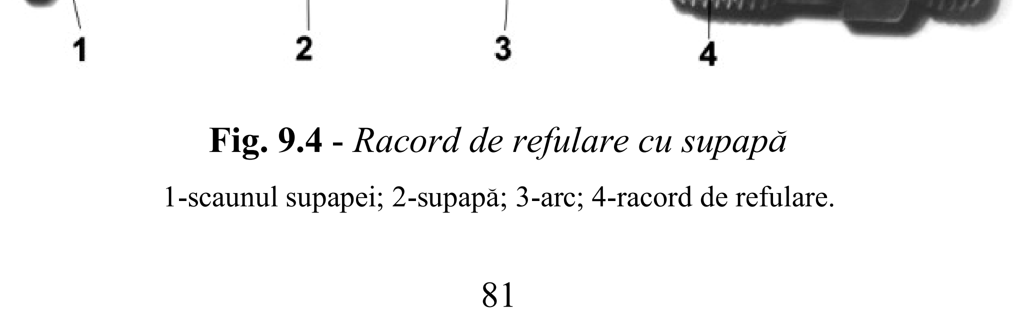


Fig. 9.4 - *Racord de refulare cu supapă*

1-scaunul supapei; 2-supapă; 3-arc; 4-racord de refulare.

La **pornirea motorului**, turația motorului fiind mică, regulatorul de turație nu funcționează; arcul (7) rotește pârghia (4) în sens orar (aceasta fiind articulată în 15); ca urmare, bucșa de control (13) va fi deplasată către dreapta, în sensul creșterii dozei ciclice.

Dupa **pornirea motorului**, forța centrifugă ce acționează asupra greutăților regulatorului deplasează tija (3) către stânga; arcul (7) este comprimat, iar pârghia (4) se așează pe limitatorul (15) aflat pe pârghia (5). Astfel, tija (3) poate deplasa bucșa de control (13) prin intermediul pârghiei (5).

La **regimul de mers în gol**, poziția axială a bucșei de control (13) depinde de echilibrul stabilit între forța cu care tija (3) a regulatorului de turație acționează asupra pârghiei (5) și forța elastică a arcului (8); atunci când turația crește, pârghia (5) este rotită în sens antiorar, iar bucșa (13) este deplasată în sensul micșorării dozei ciclice.

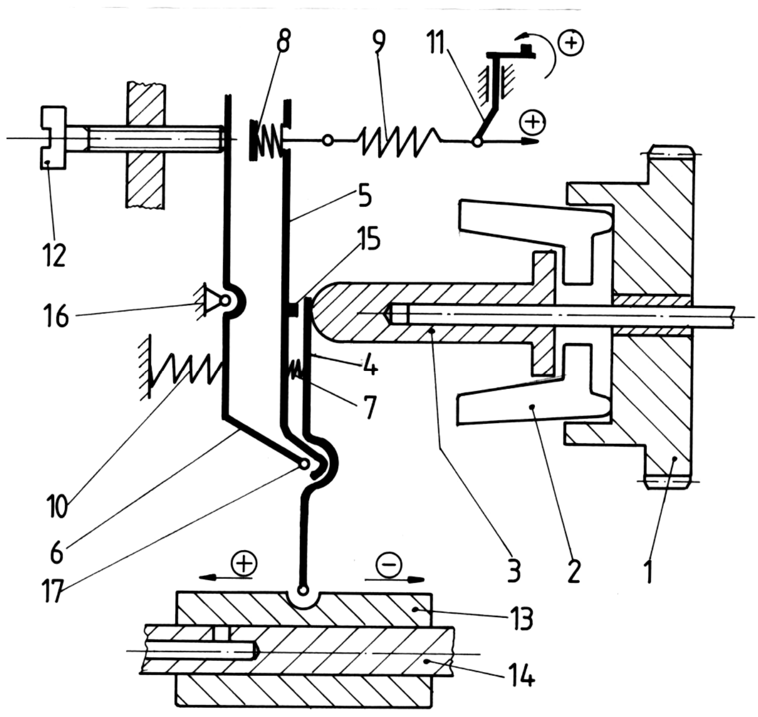


Fig. 9.5 – *Regulatorul de turație al pompei de tip* ***VE***

1-roată dințată; 2-greutăți; 3-tijă; 4, 5, 6-pârghii; 7, 8, 9,10-arcuri; 11-pârghia de accelerație; 12-șurub de reglaj; 13-bucșă de control; 14-piston;15-limitator;16, 17-articulații.

La **funcționarea motorului în sarcină**, arcul principal (9) este tensionat prin rotirea pârghiei de accelerație (11) a pompei de injecție. Poziția axială a bucșei de control (13) depinde de echilibrul stabilit între forța elastică a arcului (9) și forța exercitată de către tija (3) a regulatorului. Prin rotirea pârghiei de accelerație, tensiunea arcului (9) crește, învingând forța de apăsare a tijei (3), iar pârghia (5) este rotită în sens orar, iar bucșa de control este deplasată către stânga, în sensul creșterii dozei ciclice. Pentru o poziție constantă a pârghiei de

accelerație, la creșterea turației motorului, forța exercitată de către tija (3) devine mai mare decât forța elastică a arcului (9), pârghia (5) este rotită în sens antiorar, iar bucșa (13) este deplasată în sensul micșorării dozei ciclice.

Corectarea caracteristicii de debit a pompei are loc la regimul de sarcină maximă, pârghia de accelerație fiind rotită în poziția maximă. Atunci când turația motorului scade (ca urmare a creșterii rezistențelor la înaintare întâmpinate de către autovehicul), forța de apăsare a tijei (3) scade, iar forța elastică a arcului (9) învinge forța elastică a arcului (10) al corectorului. Ca urmare, prrghia (6) se rotește în sens orar în jurul articulației (16), iar capătul său inferior se deplasează către stânga; prin intermediul articulației (17), capătul inferior al pârghiei (4) este deplasat de asemenea către stânga, iar bucșa de control (13) este deplasată în sensul creșterii dozei ciclice. Cu ajutorul șurubului (12) se reglează valoarea maximă a dozei de combustibil injectate.

Modificarea avansului la injecție se realizează prin rotirea platoului cu role prin intermediul unui dispozitiv hidraulic (fig. 9.6), comandat de presiunea de transfer, asemănător celui utilizat la pompele de tip ***DPA***.

Dispozitivul hidraulic este format din pistonul (6), care se găsește într-un alezaj executat în corpul (1) al pompei. Pe fața din stânga a pistonului acționează arcul (7), camera (9) fiind pusă în legătură cu spațiul de aspirație al pompei de transfer.

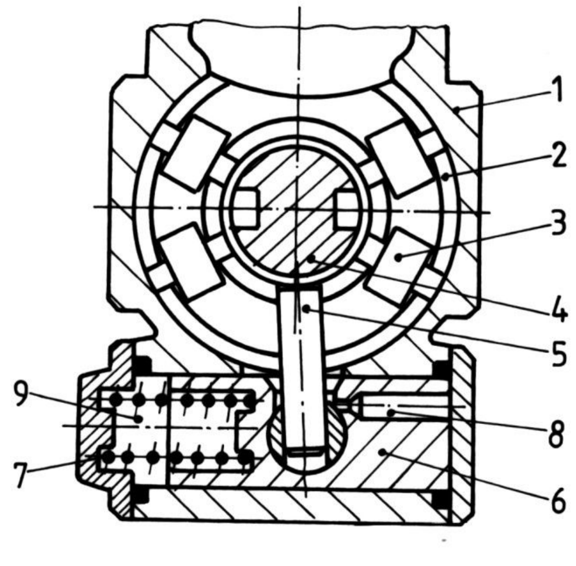


Fig. 9.6 - *Regulatorul de avans al pompei **VE***

1-corp;
2-inel cu came;
3-rolă;
4-cuplaj pentru antrenarea pistonului;
5-bolț;
6-pistonul regulatorului;
7-arc;
8-canal;
9-cameră.

Fața din dreapta a pistonului (6) se găsește sub acțiunea combustibilului sub presiune din corpul (1) al pompei de injecție, combustibil refulat de către pompa de transfer. Combustibilul ajunge pe fața din dreapta a pistonului prin canalul (8).

Sub acțiunea combustibilului sub presiune, pistonul (6) este deplasat către stânga până într-o poziție în care forța datorată presiunii este echilibrată de forța elastică a arcului (7). Odată cu deplasarea pistonului are loc și rotirea inelului cu came (2), prin intermediul bolțului (4), care este articulat de pistonul (6) și rigidizat de inelul cu came (2).

Cum presiunea combustibilului refulat de către pompa de transfer depinde

de turația motorului, rezultă că și poziția unghiulară a inelului cu came (2) - față de carcasa (1) a pompei - va depinde de turația motorului, avansul la injecție crescând astfel odată cu creșterea turației motorului.

Cuplajul (4), solidar cu arborele de antrenare al pompei, asigură transmiterea mișcării de rotație către pistonul distribuitor al pomepi de injecție.

9.2.Lucrări de executat

Se va demonta pompa de injecție, se vor identifica elementele componente și circuitele de combustibil, iar apoi se va remonta pompa.

Lucrarea Nr. 10.

ÎNCERCAREA INJECTOARELOR PENTRU MOTOARELE DIESEL

10.1. Generalități

Injectorul are rolul de a introduce combustibilul în camera de ardere a motorului; motorina trebuie să fie pulverizată în picături fine, iar picăturile trebuie distribuite cât mai uniform în camera de ardere. Dacă pulverizarea fină a combustibilului depinde în special de construcția injectorului, distribuția uniformă a picăturilor pulverizate este influențată atât de construcția injectorului (dispunerea orificiilor de pulverizare) cât și de organizarea mișcării aerului în camera de ardere în timpul injecției.

În construcția motoarelor cu aprindere prin comprimare se folosesc injectoare mecanice. Acestea pot fi:

- deschise, la care orificiul de pulverizare nu este obturat;
- închise, la care orificiul de pulverizare (sau secțiunea de trecere către orificiile de pulverizare) este obturat (ă) cu ajutorul unui ac.

În funcție de modul în care este comandată ridicarea acului obturator al injectoarelor închise, acestea pot fi:

- comandate hidraulic, la care presiunea combustibilului este cea care comandă ridicarea acului;
- comandate mecanic, la care acul este comandat prin intermediul unui sistem de tip camă-tijă împingătoare-culbutor;
- comandate electric, la care acul injectorului este ridicat cu ajutorul unui electromagnet.

În funcție de forma vârfului acului, injectoarele pot fi:

- cu ac cu vârf conic, folosite la motoarele Diesel cu cameră de ardere unitară;
- cu ac cu vârf profilat (ac cu știft), utilizate la motoarele Diesel cu cameră de ardere divizată.

În prezent, cel mai utilizat tip de injector este cel închis, cu comandă hidraulică. Acest tip de injector prezintă o serie de avantaje față de injectoarele deschise:

- începutul injecției are loc la o presiune ridicată a combustibilului, reglabilă prin modificarea tensiunii unui arc, ceea ce favorizează finețea de pulverizare

şi penetraţia (lungimea) jetului;

- sfârşitul injecţiei are loc de asemenea la presiuni înalte;
- se elimină picurarea combustibilului în camera de ardere şi pătrunderea gazelor de ardere pe canalizaţia injectorului.

Injectoarele cu comandă mecanică se utilizează rareori, datorită complicaţiilor introduse de existenţa sistemului de comandă.

Injectoarele electromagnetice se utilizează în cazul sistemelor electronice de injecţie.

10.2. Construcţia injectorului închis, cu comandă hidraulică

În principiu un injector închis este format dintr-un corp metalic, pe care se fixează pulverizatorul, prin intermediul unei piuliţe.

În **fig. 10.1** este prezentată construcţia unui injector închis, cu comandă hidraulică, echipat cu ac cu vârf conic.

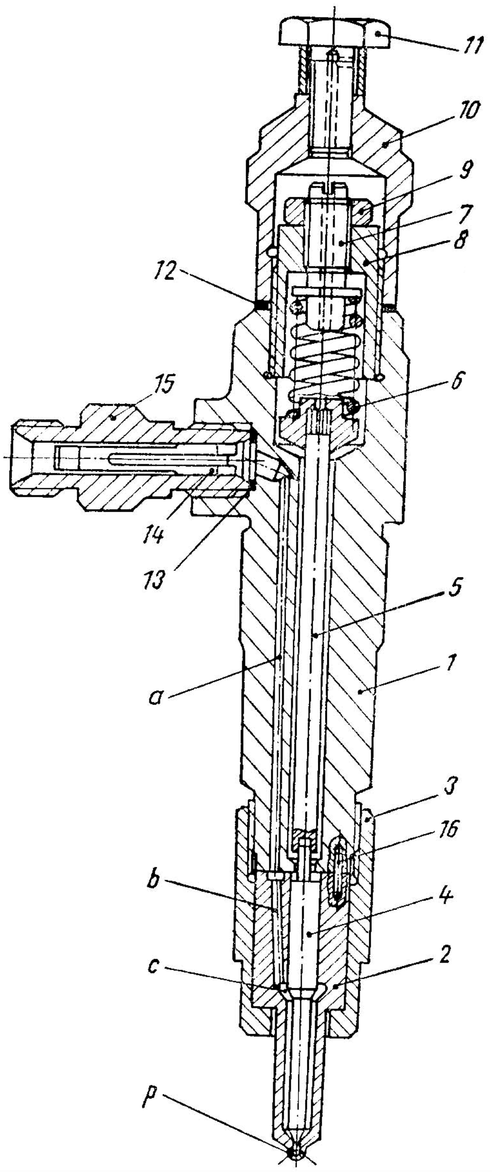


Fig. 10.1 - *Injector închis cu comandă hidraulică*

1-corp;
2-pulverizator;
3-piuliţă de fixare;
4-ac;
5-tijă;
6-arc;
7-şurub de reglare a presiunii de deschidere;
8, 10-capace;
9-contrapiuliţă;
11-racord preluare scăpări combustibil; 12, 13-garnituri;
14-filtru;
15-racord intrare combustibil;
16-ştift de poziţionare;
a, b-canale pentru alimentare cu combustibil;
c-camera de acumulare;
p-orificii de pulverizare.

Pulverizatorul (2) se fixează de corpul (1) al injectorului prin intermediul puliței (3). În interiorul pulverizatorului se găsește acul (4), al cărui vârf obturează accesul către orificiile de pulverizare (p) datorită arcului (6) care menține injectorul închis. Combustibilul pătrunde în injector prin racordul (15), trecând prin filtrul (14) și ajunge în camera de acumulare (c) prin intermediul canalelor (a) și (b). Pentru a se asigura corespondența dintre canalul (a) din corpul injectorului și canalul (b) din pulverizator, precum și pentru a se realiza poziționarea precisă a orificiilor de pulverizare în raport cu camera de ardere a motorului, pulverizatorul (2) este prevăzut cu două știfturi (16), care pătrund în orificiile conjugate executate în corpul injectorului. Sub acțiunea combustibilului sub presiune din camera de acumulare, acul (4) - care este montat cu un joc foarte mic în pulverizator (1,5…3 μm) - se ridică, deschizând secțiunea de trecere a combustilului către orificiile de pulverizare (p). Momentul ridicării acului coincide cu începutul injectării motorinei în cilindru. Presiunea la care are loc deschiderea injectorului (respectiv ridicarea acului) poate fi reglată cu ajutorul șurubului (7), care modifică tensiunea inițială a arcului (6) și deci forța cu care acul (4) este apăsat pe sediul său. Injecția încetează în momentul în care forța datorată presiunii combustibilului devine mai mică decât forța elastică a arcului (6), moment în care acul se așează pe sediu, întrerupând injecția.

Etanșarea cuplului ac-pulverizator se realizează prin prelucrarea foarte precisă a acului și alezajului din pulverizator. Datorită însă presiunii mari a combustibilului apar scăpări de motorină; acestea asigură ungerea cuplului ac-pulverizator, după care sunt dirijate către racordul (11) prin orificiul axial executat în șurubul (7).

Etanșarea în zona suprafețelor plane de așezare a pulverizatorului pe corpul injectorului se asigură prin prelucrarea acestora cu valori foarte reduse ale abaterilor de formă (abatere de la planeitate de 1 μm) și o calitate deosebită suprafețelor respective (R_a = 0,1 μm).

La unele injectoare (în general la cele cu ac cu vârf profilat), pentru reglarea presiunii de deschidere a injectorului se folosesc șaibe din oțel de diferite grosimi, care se montează deasupra arcului injectorului. Soluția are avantajul de a asigura o construcție mai compactă a injectorului; în schimb, reglarea presiunii de deschidere a injectorului se face mai dificil, fiind necesară demontarea injectorului, schimbarea șaibelor, montarea injectorului și verificarea presiunii de deschidere.

În **fig. 10.2** este prezentată construcția pulverizatorului echipat cu ac cu vârf conic.

Corpul (1) al pulverizatorului este alimentat cu motorină prin orificiul (a) sau printr-un canal inelar practicat pe suprafața frontală a pulverizatorului. Motorina trece apoi prin canalul (b) în camera de acumulare (C). Sub acțiunea presiunii combustibilului, acul (1) se ridică pe distanța h_a, iar motorina trece pe sub conul de etanșare C_3 către punga (P), din care ajunge apoi la orificiile de pulverizare (p).

Lungimea zonei cilindrice de diametru d_v depinde de încărcarea termică a motorului căruia îi este destinat pulverizatorul; la motoarele puternic încărcate termic, această zonă are o lungime mai mare, astfel încât transferul de căldură

către zona cilindrică de diametru d_a să fie îngreunat. Se evită astfel blocarea acului în pulverizator atunci când dilatarea acestuia depăşeşte jocul redus (1,5…3 μm) existent între ac şi pulverizator în această zonă.

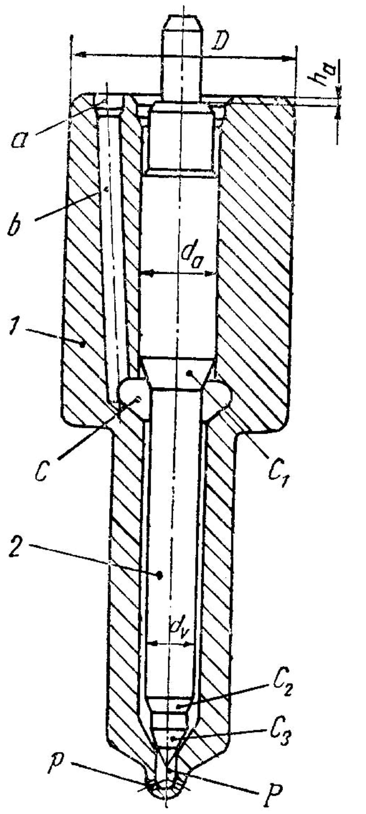


Fig. 10.2 - Construcţia pulverizatorului

1-corpul pulverizatorului;
2-ac;
a-orificiu;
b-canal;
C-cameră de acumulare;
C_1, C_2 - conuri de atac;
C_3 - con de etanşare;
h_a - înălţimea de ridicare a acului;
P-pungă de alimentare;
p-orificii de pulverizare.

Zona inferioară a pulverizatorului se realizează în funcţie de numărul de orificii ale acestuia. Astfel, la pulverizatoarele cu un singur orificiu (**fig. 10.3a**), vârful corpului are formă conică, iar orificiul de pulverizare se realizează înclinat faţă de axa pulverizatorului (unghiul δ'). La pulverizatoarele cu mai multe orificii (**fig. 10.3b**), vârful pulverizatorului are formă de bulb, iar orificiile de pulverizare se dispun echidistant pe suprafaţa exterioară a unui con imaginar, denumit con de pulverizare. Unghiul conului de pulverizare, diametrul orificiilor d_0 şi lungimea acestora l_0 se stabilesc în cadrul procesului de optimizare a motorului.

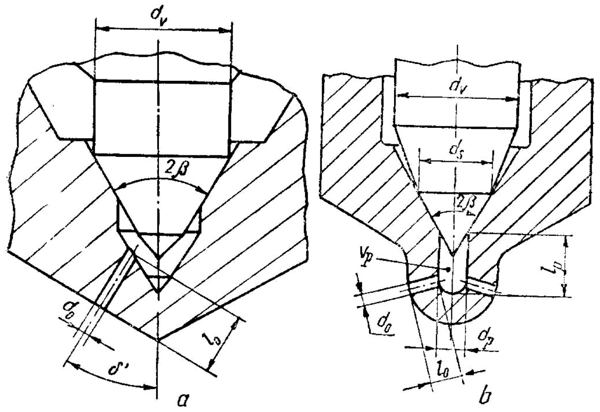


Fig. 10.3 - *Zona inferioară a pulverizatorului*

a-pulverizator cu un orificiu;
b-pulverizator cu mai multe orificii

La pulverizatoarele cu ac cu vârf profilat, orificiul de puverizare este dispus pe axa de simetrie (*fig. 10.5*). În cazul în care stiftul acului este cilindric, acesta are doar rolul de a curăți orificiul de pulverizare de depunerile formate. Atunci când știftul este tronconic sau dublu tronconic, se asigură și modificarea unghiului conului de pulverizare.

10.3. Montarea injectorului în chiulasă

La motoarele cu aprindere prin comprimare cu cameră de ardere unitară, corpul injectorului se montează în chiulasă într-o poziție bine stabilită, astfel încât orificiile pulverizatorului să orienteze jeturile de combustibil după direcții determinate de condițiile de formare a amestecului existente în cilindru; din acest motiv, pulverizatorul trebuie, la rândul său, să ocupe o poziție anumită în raport cu corpul injectorului. Ca urmare, fixarea injectorului în chiulasă se realizează prin intermediul unei bride, flanșe sau piulițe care asigură fixarea injectorului într-o singură poziție. Poziția axială a injectorului se optimizează în cadrul procesului de testare a motorului. Din motive legate de spațiul disponibil pe chiulasă precum și de necesitatea ca vârful pulverizatorului să se găsească în centrul camerei de ardere, injectorul se montează înclinat față de axa cilindrului. Pentru ca unghiul conului de combustibil pulverizat să fie de 140…160^0, unghiul de înclinare față de axa cilindrului trebuie să fie de 0…30^0. Reglarea lungimii $\boldsymbol{l_{inj}}$ de pătrundere a vârfului pulverizatorului în camera de ardere se realizează prin intermediul șaibei de reglaj (3); în mod uzual, $l_{inj} = 0,5...4$ mm.

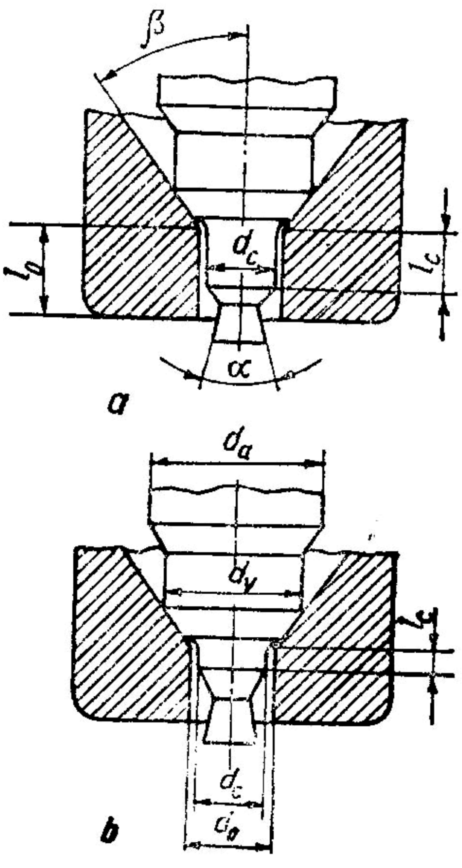


Fig. 10.5 - *Ace cu vârf profilat*
a-cu știft tronconic; b-cu știft dublu tronconic

La motoarele Diesel cu cameră de ardere divizată, la care injectorul asigură formarea unui singur jet de combustibil, coaxial cu axa injectorului, injectorul se înfiletează în chiulasă.

La motoarele puternic solicitate termic, injectorul se montează într-o teacă de răcire (**fig. 10.6**), care are rolul de a micșora cantitatea de căldură preluată de către pulverizator, evitându-se astfel modificarea jocurilor funcționale dintre ac și corpul pulverizatorului ca urmare a dilatărilor.

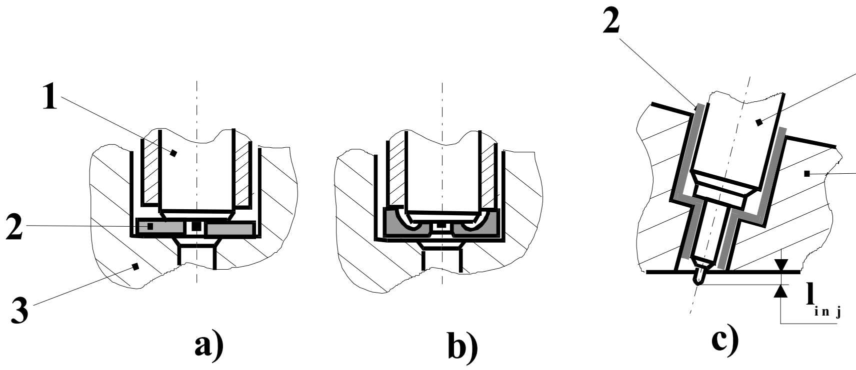


Fig. 10.6 - *Montarea scutului termic*
a-montare incorectă la un injector cu ac cu știft; b-montare corectă la un injector cu ac cu știft; c-montare corectă la un injector cu vârf conic; 1-injector; 2-scut termic; 3-chiulasă.

10.4.Simbolizarea injectoarelor și pulverizatoarelor

Principalele caracteristici ale unui injector mecanic închis sunt incluse în simbolul acestuia. Pentru injectoarele produse de către ***MEFIN - Sinaia***, simbolizarea este următoarea:

RO - KBL 200 TA 822/12

unde:

- **RO -** fabricat în România;
- **K -** injector;
- **B -** prindere cu flanșă sau cu bridă (C - cu prindere prin înșurubarea corpului; D - cu prindere prin înșurubare cu piuliță și poziționare prin bilă);
- **L** - corp cu tijă lungă;
- **200** - lungimea de montaj;
- **T** - mărimea pulverizatorului cu care este echipat injectorul;
- **A -** simbol de modificare față de tipul de bază;
- **822/12** - caracteristică pentru execuție.

În ceea ce privește pulverizatoarele, acestea se simbolizează astfel:

RO - DLLA 145 S D 1113

unde:

- **RO -** fabricat în România;
- **D** - pulverizator;
- **L** - cu ac cu vârf conic (N - cu ac cu vârf profilat);
- **L -** de tip lung (fără L - de tip scurt; F - răcit cu lichid; P - cu scaun plat);
- **A** - cu orificiu de alimentare în corp, fără canal inelar (B - cu poziția găurii de alimentare modificată; C - cu diametrul știftului de fixare modificat; Z - cu două orificii de alimentare, fără canal inelar);
- **145** - unghiul conului de pulverizare, în grade (sau unghiul știftului tronconic);
- **S** - mărimea pulverizatorului, determinată de diametrul D - fig. 10.2 (S - 17

mm; T - 22 mm; U - 30 mm; V - 42 mm; W - 50 mm);

- **D** - cu efect de strangulare (doar la injectoarele cu ac profilat);
- **1113** - caracteristică de execuție.

Tabelul 10.1

Tipuri de injectoare și caracteristicile acestora

Tip injector	Tip pulverizator	Număr orificii de pulverizare	Diametrul orificiilor [mm]	Presiune deschidere [daN/cm^2]	Motor
RO-KBL 103S15/13	RO-DLLA 150S750	4	0,4	175	D-110
RO-KBL 70S/IR	RO-DLLA 145S448	4	0,3	230	D-115
RO-KDAL 96S16/4	RO-DLL 35S559	1	0,27	175	D-2156 HMN8
RO-KDL 94S18/13	R0-DLLA 35S2180	1	0,4	175	D-128
RO-KBL 76S2R	RO-DLLA 25S9R	1	0,59	190	797-05
RO-KCA30 S16Z	RO-DNOSD21	1	1,013	130	L-27

10.5. Operațiuni de întreținere și verificare a injectoarelor

10.5.1. Verificarea și reglarea presiunii de deschidere a injectorului

Verificarea presiunii de deschidere a injectorului se realizează cu ajutorul unui dispozitiv special (**fig. 10.7**).

Dispozitivul este de fapt o pompă de injecție cu un singur element de pompare (1), acționat manual cu ajutorul pârghiei (4); combustibilul se găsește în rezervorul (2), care trebuie să se afle la cel puțin 150 mm deasupra orificiului de admisie al elementului de pompare. Pentru indicarea presiunii, standul este prevăzut cu un manometru (3), cu domeniul de măsură 0…600 daN/cm^2, montat pe conducta de refulare a elementului.

Prin acționarea pârghiei (4), combustibilul este aspirat din rezervorul (1) și este trimis sub presiune către injector; în momentul în care combustibilul începe să fie pulverizat de către injector, se citește presiunea de deschidere a acestuia cu ajutorul manometrului (3). Presiunea de deschidere trebuie să fie aceeași cu cea specificată de către producător (și care de obicei este poansonată pe corpul injectorului). În cazul în care există diferențe mai mari de ± 8 daN/cm^2 între valoarea presiunii indicate de către manometru și valoarea prescrisă, este necesară reglarea presiunii de deschidere, fie prin acționarea șurubului de reglaj al injectorului, fie prin utilizarea unor șaibe de reglaj corespunzătoare; această

valoare este valabilă pentru injectoarele care au cel puțin 300 ore de funcționare sau la care s-au operat înlocuiri de piese (mai puțin arcul). La injectoarele noi, presiunea de deschidere se reglează la o valoare mai mare cu 10% decât valoarea prescrisă deoarece în primele 100 ore de funcționare are loc tasarea a elementelor componente ale injectorului și scăderea rigidității arcului.

Pentru determinarea presiunii de deschidere a injectorului se folosește drept lichid de probă ulei ***L4/1***.

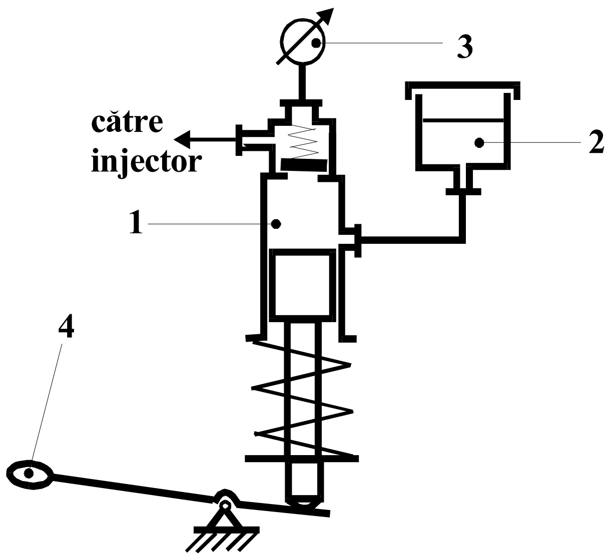


Fig. 10.7 - *Dispozitiv pentru verificarea presiunii de deschidere*

1-element de pompare;
2-rezervor de combustibil;
3-manometru;
4-pârghie de acționare.

10.5.2. Verificarea etanșeității injectorului

Pentru verificarea etanșeității injectorului acesta se montează pe standul pentru verificarea presiunii de deschidere, iar presiunea sa de deschidere se reglează la 250 daN/cm^2. Se acționează maneta de comandă a dispozitivului până când injectorul începe să pulverizeze combustibilul, după care se măsoară intervalul de timp în care presiunea scade de la 200 la 150 daN/cm^2.

10.5.3. Verificarea etanșeității pulverizatorului

Injectorul se montează pe standul utilizat pentru determinarea presiunii de deschidere. Prin acționarea pârghiei de comandă a dispozitivului se ridică presiunea până la o valoare cu 20 daN/cm^2 mai mică decât presiunea de deschidere, menținându-se această presiune timp de 10 s. Dacă de pe vârful pulverizatorului cad picături de lichid sau apar urme de lichid, se poate trage concluzia că injectorul nu este etanș.

10.5.4. Verificarea ruperii și formei jetului

În timpul pulverizării combustibilului injectorul produce un zgomot specific (rupere), produs de vibrația acului pe sediul său și de ieșirea combustibilului prin orificiile de pulverizare, care indică faptul că acul se mișcă liber în alezajul din corpul pulverizatorului. Totuși, criteriul zgomotului de rupere este un criteriu subiectiv, existând pulverizatoare care nu rup, dar care corespund din punct de vedere funcțional. În **tabelul 10.2** sunt prezentate condițiile pe care trebuie să le îndeplinească injectoarele din punct de vedere al ruperii și al formei jetului.

Tabelul 10.2

Condiții pentru acceptarea injectoarelor din punct de vedere al ruperii și formei jetului

Pulverizator			***Criteriu***	
Tip	Mări-me	Grupă	Rupere	Forma jetului
Cu știft	S T	Fără efect de stran-gulare	Pulverizatorul trebuie să rupă bine, cu efect sonor, în tot domeniul de viteze de acționare ale manetei standului (de la 1…2 mișc./s până la 4…6 mișc./s)	Jetul de combustibil iese din orificiul de pulverizare compact și uniform repartizat. Nu se admit jeturi asimetrice
		Cu efect de stran-gulare	Pulverizatorul rupe ori la viteze mici de acționare a manetei (1…2 mișc./s) ori la viteze mari (4…6 mișc./s). La viteze mari pulverizatorul rupe cu un sunet strident.	Jetul se poate urmări doar la viteze mari de acționare. Jetul trebuie să fie compact și uniform repartizat. Până la atingerea vitezei mari de acționare, jetul poate fi divizat.
Cu ac cu vârf conic	S T U W	Cu di-ametrul $d_S \geq 3$ mm (fig.55a)	Pulverizatoarele trebuie să rupă bine și cu efect sonor în tot domeniul de viteze ale manetei de acționare (de la 1…2 mișc./s până la 4…6 mișc./s). Fac excepție pulverizatoarele cu orificii mai mici de 0,2 mm.	Jetul de combustibil este compact și uniform pulverizat, iar finețea pulverizării crește odată cu creșterea vitezei de acționare a manetei.
Cu ac Cu vârf conic	S T U W	Cu di-ametrul $d_S \leq 2{,}5$ mm	Pulverizatoarle rup (slab) fie la viteze mici ale manetei (1…2 mișc./s), fie la viteze mari (4…6 mișc./s). În afara acestor limite injectoarele nu rup.	La viteze mici de acționare, jetul este grosolan; în domeniul fără rupere, jetul este filiform. La viteze mari de acționare ale manetei, jetul este compact și fin pulverizat.
		Fără pungă	Pulverizatoarele rup foarte slab și doar la viteze mari de acționare ale manetei (4…6 mișc./s). În afara acestui domeniu, pulverizatoarele nu rup.	În domeniul de viteze în care pulverizatorul nu rupe, șetul este filiform, nepulverizat. La viteze mari, jeturile sunt compacte și fin pulverizate.

10.5.5.Montarea scutului termic

La injectoarele cu ac cu vârf conic la care pulverizatorul se montează într-o teacă de răcire (scut termic - **fig. 10.6c**) realizată din cupru, trebuie respectată distanța l_{inj}. În urma unor demontări și montări repetate, scutul termic se poate deforma; ca urmare, jeturile de motorină pot lovi teaca de răcire, cu efecte negative asupra procesului de formare a amestecului.

La injectoarele cu ac cu vârf profilat este interzisă realizarea etanșării pe întreaga suprafață frontală a pulverizatorului (**fig. 10.6**), deoarece se poate ajunge la blocarea acului; în acest caz se folosesc scuturi termice (ce au și rol de garnituri de etanșare) profilate (**fig. 10.6b**).

10.6. Lucrări de executat

- Se vor demonta diferite tipuri de injectoare și se va identifica tipul acestora.
- După montarea injectoarelor, se vor verifica și regla presiunile de deschidere, se vor verifica etanșeitatea acestora și forma jetului.

Lucrarea Nr.11.

DETERMINAREA MĂRIMILOR CARACTERISTICE PROCESULUI DE INJECȚIE A COMBUSTIBILULUI LA MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE

Funcționarea motorului cu aprindere prin comprimare este influențată decisiv de comportamentului de injecție, acesta putând afecta pulverizarea combustibilului, formarea amestecului și arderea. Rezultă astfel necesitatea studierii comportării echipamentului de injecție, pentru diferite regimuri de funcționare, în scopul determinării următorilor parametri caracteristici:

- presiunea de injecție;
- doza ciclică;
- legea de injecție;
- durata injecției;
- viteza medie de injecție.

11.1. Presiunea de injecție

În **fig. 11.1** se prezintă oscilograma presiunii din conducta de înaltă presiune, pentru cazul utilizării unei pompe de injecție cu elemenți în linie.

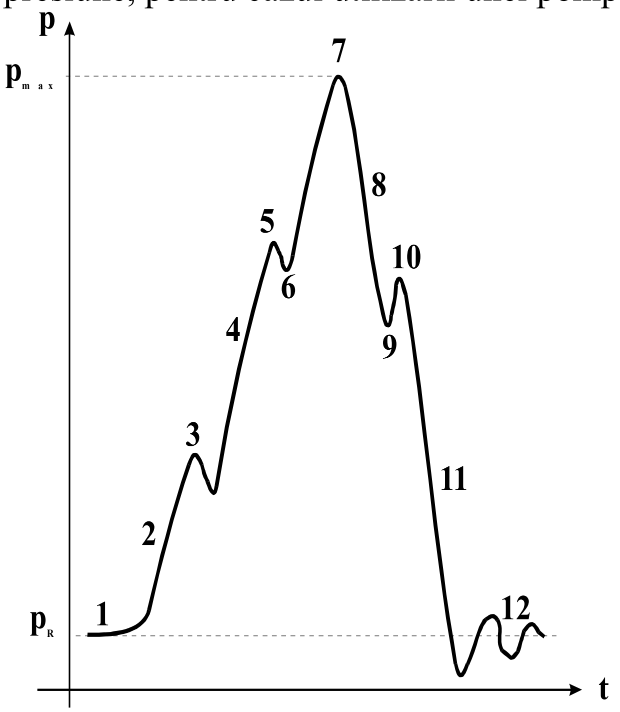


Fig. 11.1 - *Oscilograma presiunii de injecție*

p_R - presiunea remanentă;
p_{max} - presiunea maximă.

Oscilograma presiunii de injecție prezintă următoarele zone caracteristice:

- zona (1) corespunde presiunii remanente (reziduale); aceasta este presiunea la care se găsește combustibilul din conducta de înaltă presiune în intervalul dintre două injecții succesive. Mărimea presiunii remanente depinde de gradul de descărcare a conductei asigurat de către supapa de refulare a elementului de pompare.
- zona (2) corespunde creșterii de presiune datorate intrării înfuncțiune a elementului de pompare. În această fază, supapa de refulare se ridică de pe scaun, fără ca elementul de pompare să fie pus în legătură cu conducta de înaltă presiune (conducta este obturată de către brâul de descărcare).
- în punctul (3) se realizează legătura elementului de refulare cu conducta de înaltă presiune; datorită creșterii secțiunii de trecere a combustibilului, presiunea acestuia scade ușor.
- în zona (4), presiunea combustibilului crește rapid ca urmare a creșterii vitezei de deplasare a pistonului elementului de pompare și a deschiderii maxime a supapei de refulare.
- în punctul (5) începe ridicarea acului pulverizatorului de pe scaunul său; ca urmare a creșterii secțiunii de trecere a combustibilului, în zona (5 - 6) presiunea scade, după care, sub acțiunea pistonașului elementului de injecție, presiunea crește în continuare, până la atingerea valorii maxime, în punctul (7).
- zona (8) marchează scăderea presiunii ca urmare a începerii deschiderii orificiului de descărcare de către muchia elicoidală a pistonașului elementului de pompare; în punctul (9) are loc revenirea acului pulverizatorului pe scaunul său, revenire însoțită de o ușoară creștere a presiunii (zona 9 - 10) datorată scăderii secțiunii de curgere a combustibilului.
- zona (11) indică scăderea rapidă a presiunii, datorată atât deschiderii complete a orificiului de descărcare de către pistonașul elementului de pompare, cât și închiderii supapei de refulare.
- zona (12) este zona oscilațiilor din conductă, apărute ca urmare a reflectării undelor de înaltă presiune de către injector și pompă, după închiderea acului injectorului și a supapei de refulare.

11.2. Legea de injecție

Legea de injecție redă cantitatea de combustibil introdusă în camera de ardere, cantitate exprimată direct sau în procente din doza ciclică.

Viteza de injecție (sau legea de injecție în formă diferențială) reprezintă variația debitului de combustibil injectat în funcție de timp sau de poziția unghiulară a arborelui pompei de injecție (sau a arborelui cotit al motorului).

De remarcat că legea de injecție se obține prin integrarea vitezei de injecție.

În **fig. 11.2** se prezintă legea de injecție și viteza de injecție, precum și zonele caracteristice ale acestor diagrame.

Se observă că pe diagrama vitezei de injecție se pot defini patru faze distincte:

- **zona AB** - începutul injecției, care corespunde fazei de ridicare a acului pulverizatorului;
- **zona BC** - faza principală a injecției, pe durata căreia acul pulverizatorului este ridicat în poziția maximă;
- **zona CD** - sfârșitul injecție, corespunzătoare coborârii acului pulverizatorului;
- **zona DE** - postinjecția, ce apare ca urmare a vibrației acului pe sediul său, datorată undelor de presiune din conductă precum și așezării cu șoc a acului.

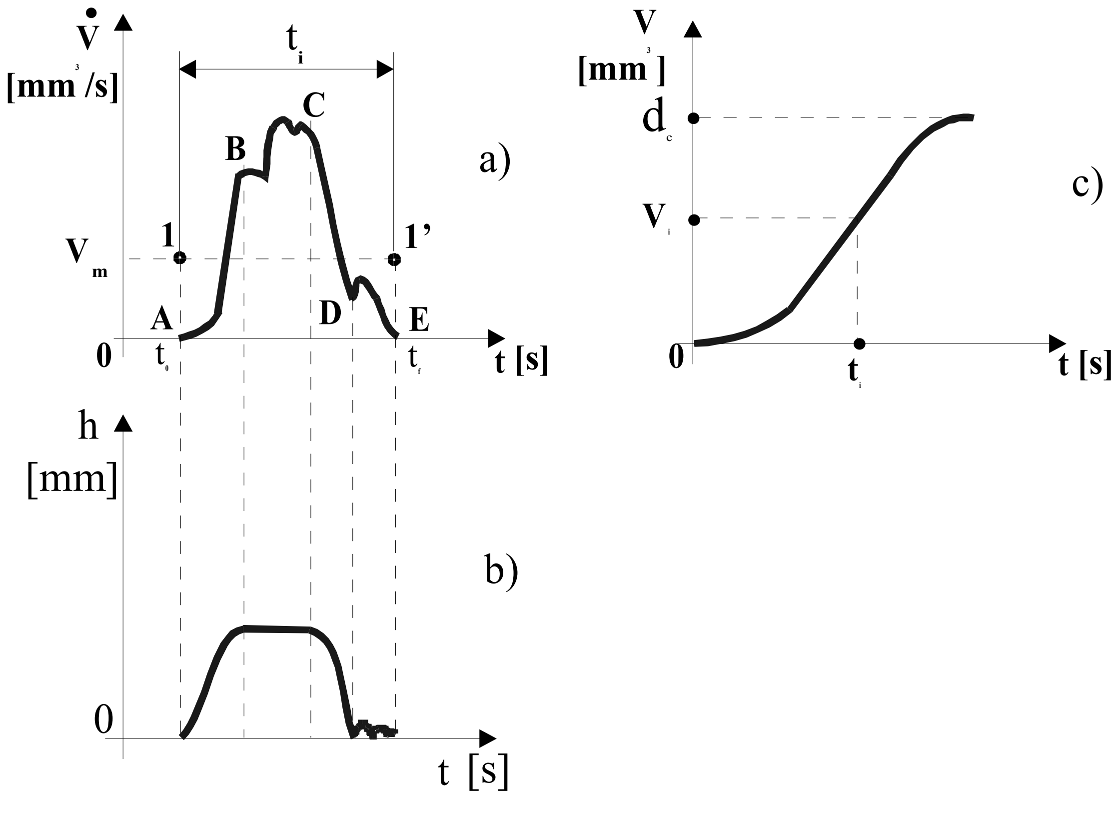


Fig. 11.2 - *Viteza și legea de injecție*

a-viteza de injecție (legea de injecție diferențială); b-ridicarea acului injectorului; c-legea de injecție; d_c-doza ciclică; V_m-viteza medie de injecție; t_i-durata injecției; h-înălțimea de ridicare a acului injectorului.

Viteza medie de injecție (sau debitul mediu) se determină ca fiind înălțimea dreptunghiului cu baza t_i, a cărui suprafață este egală cu suprafața delimitată de către diagramă. Viteza medie de injecție se calculează cu ajutorul relației:

$$V_m = \frac{1}{t_i} \cdot \int_{t_0}^{t_f} \dot{V} \cdot dt$$

După cum s-a menționat, caracteristicile injecției influențează durata

întârzierii la autoaprindere și desfășurarea arderii. Astfel, pentru scurtatea perioadei de formare a amestecului, combustibilul trebuie să fie fin pulverizat. Dacă însă finețea pulverizării crește peste o anumită limită, viteza de vaporizare a picăturilor crește foarte mult, fiind însoțită de o scădere a temperaturii locale, cu creșterea corespunzătoare a întârzierii la autoaprindere. Finețea pulverizării fiind direct influențată de către presiunea de injecție, rezultă că aceasta din urmă condiționează în mod clar întârzierea la autoaprindere.

Influența legii de injecție este prezentată în **fig. 11.3**. Din **fig. 11.3a** se observă că avansul la injecție β, întârzierea la autoaprindere α_{iaa} și doza ciclică C fiind aceleași, prin trecerea de la legea de injecție (1) la legea de injecție (2), durata injecției se modifică de la δ_1 la δ_2 (durata injecției crește odată cu scăderea vitezei de inejcție). Ca urmare, pe durata întârzierii la autoaprindere α_{iaa} legea de injecție (1) conduce la acumularea unei cantități mai mari de combustibil decât în cazul legii (2) ($C_1 > C_2$), ceea ce va conduce la modificarea diagramei indicate (creșterea presiunii maxime din timpul arderii).

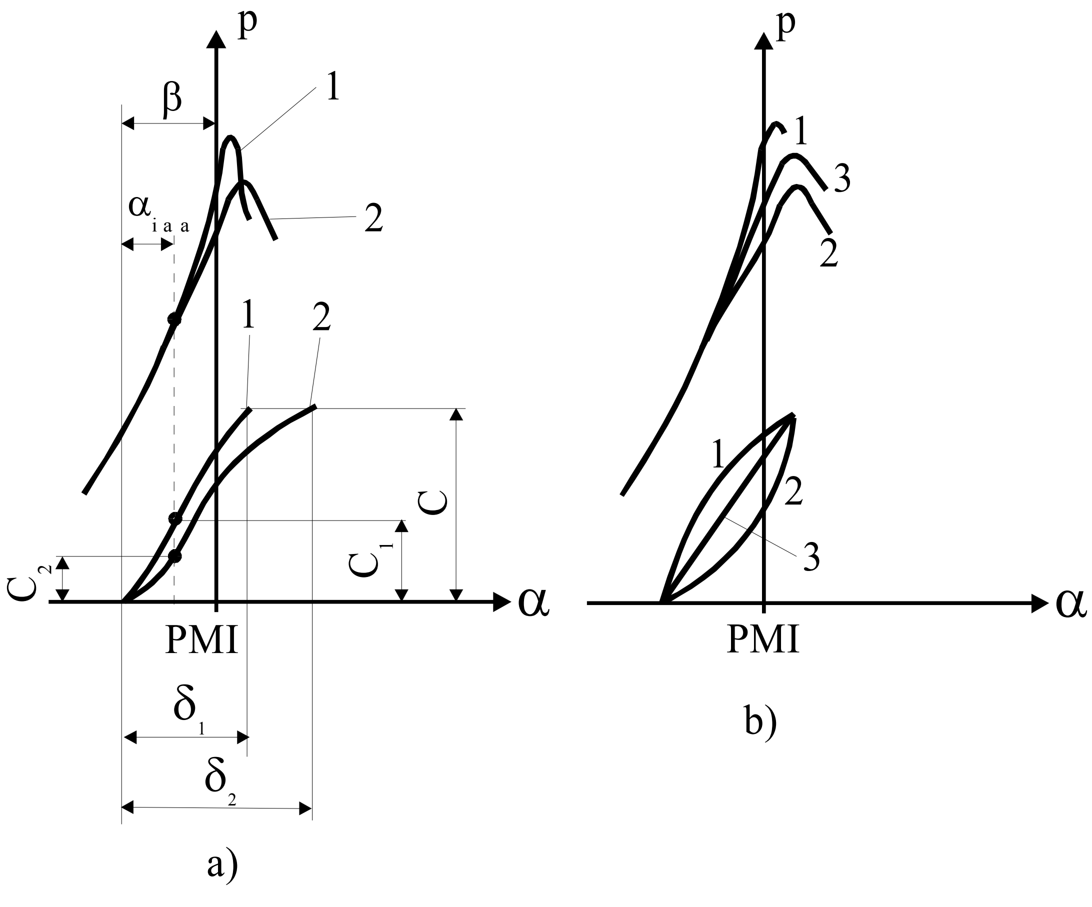


Fig. 11.3 - *Influența legii de injecție asupra diagramei indicate*
a-influența vitezei de injecție; **b**-influența formei legii de injecție; **c**-doza ciclică

Din fig. **11.3b** rezultă că, păstrându-se constante durata injecției și doza ciclică, forma legii de injecție influențează diagrama indicată.

11.3. Aparatura experimentală

Schema de principiu a instalației experimentale folosite pentru determinarea mărimilor caracteristice procesului de injecție este prezentată în **fig. 11.4.**

Pompa de injecție (5) este montată pe un stand pentru încercarea pompelor, al cărui dispozitiv de antrenare (1) permite modificarea turației arborelui pompei. La unul din racordurile de refulare ale pompei de injecție este cuplat un injector montat pe aparatul Bosch pentru determinarea legii de injecție (9). Traductoarele de presiune (6) și (7), montate la capetele uneia din conductele de înaltă presiune, servesc atât pentru obținerea oscilogramei presiunii de injecție cât și pentru determinarea vitezei de propagare a undei de înaltă presiune. Injectorul montat în aparatul Bosch este prevăzut și cu un traductor pentru deplasarea acului pulverizatorului. Traductorul de unghi (3) asigură generarea unui semnal proporțional cu unghiul de rotație al arborelui pompei de injecție, semnal care asigură deplasarea pe orizontală a celor patru spoturi ale osciloscopului (4). Celelalte traductoare sunt cuplate la intrările ce realizează deplasarea pe verticală a spoturilor osciloscopului.

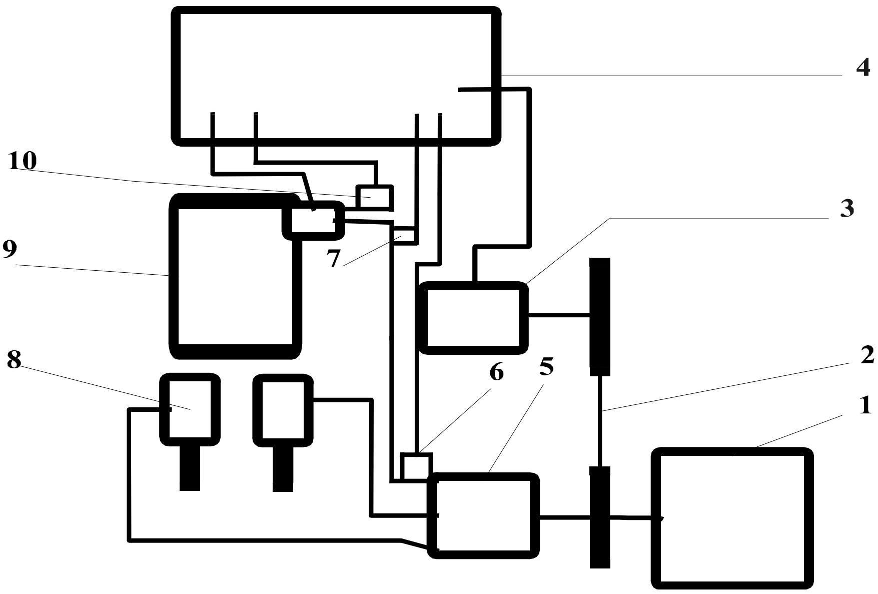


Fig. 11.4 - *Schema instalației experimentale*
1-dispozitivul de antrenare; 2-transmisie prin curea dințată; 3-traductor pentru unghiul de rotație al arborelui pompei; 4-osciloscop; 5-pompă de injecție; 6,7-traductoare piezoelectrice de presiune; 8-injector; 9-aparat Bosch pentru legea de injecție; 10-traductor pentru deplasarea acului pulverizatorului.

Pentru determinarea vitezei de inejcție (legea de injecție în formă diferențială) se utilizează indicatorul ***BOSCH***, a cărui funcționare se bazează pe fenomenul de propagare a undelor de presiune în conducte închise lungi. Schema de principiu a acestui aparat este prezentată în **fig. 11.5**.

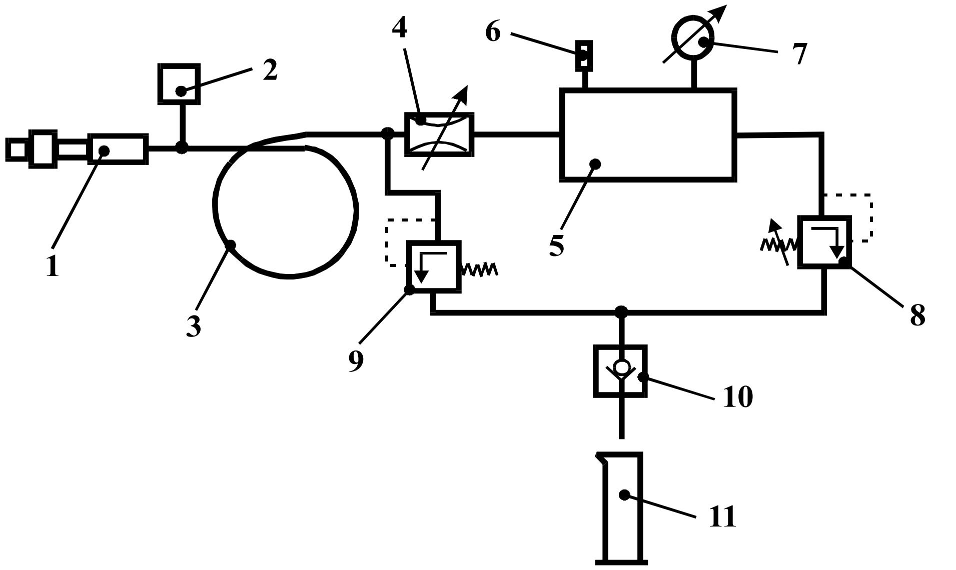


Fig. 11.5 - *Indicatorul* ***Bosch***

1-injector; 2-traductor de presiune; 3-conductă de măsură; 4-drosel; 5-rezervor tampon; 6-racord pentru etalonare; 7-manometru; 8-supapă reglabilă de contrapresiune; 9-supapă de siguranță; 10-supapă de reținere; 11-cilindru gradat.

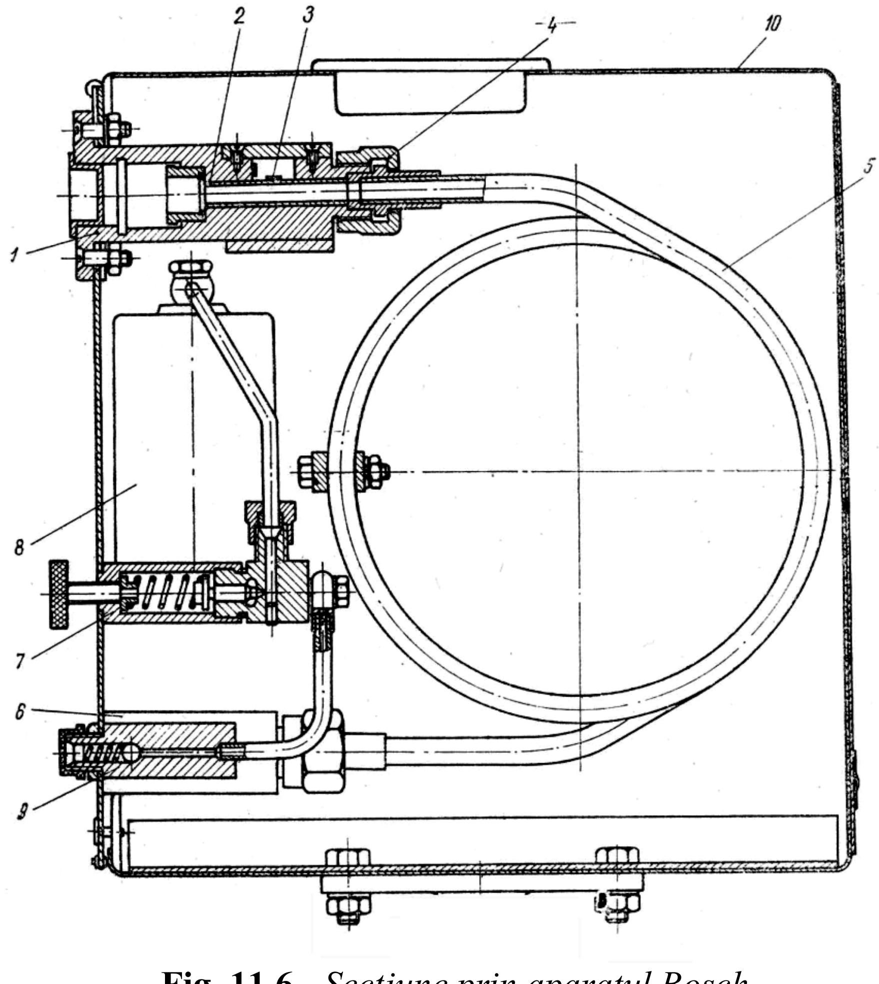


Fig. 11.6 - *Secțiune prin aparatul Bosch*

1-suport pentru montarea injectorului; 2, 5-conductă de măsurare; 3-marcă tensometrică; 4-piuliță de prindere; 6-supapă de reținere; 7-supapă reglabilă de contrapresiune; 8-rezervor tampon; 9-supapă de siguranță; 10-carcasă.

Inițial, conducta de măsurare (3) este umplută cu lichid la o presiune egală cu contrapresiune din cilindru, la începutul injecției; mărimea acestei contrapresiuni poate fi reglată cu ajutorul supapei (8). Conducta având lungime mare, după injecția combustibilului la capătul din stânga, unda de presiune incidentă nu va fi afectată de unda de presiune provenind de la injecția anterioară, reflectată de către capătul din dreapta al conductei. Conducta are suprafața interioară perfect netedă, evitându-se astfel produce cerea de unde reflectate suplimentare, care să perturbe unda incidentă. Supapa de reținere (10) are rolul de a împiedica pătrunderea aerului în sistem în intervalul dintre două injecții. Cu ajutorul traductorului de presiune (2) se obține oscilograma presiunii din unda incidentă (de fapt viteza de injecție); suprafața delimitată de către această diagrama și axa orizontală a sistemului de coordonate fiind proporțională cu doza ciclică.

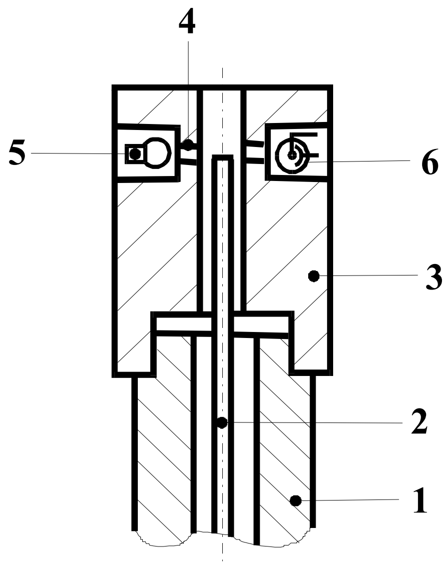


Fig. 11.7 - *Traductorul pentru cursa acului pulverizatorului*
1-injector; 2-tijă; 3-traductor; 4-orificiu; 5-bec; 6-fotodiodă.

Pentru determinarea legii de ridicare a acului pulverizatorului se folosește un traductor fotoelectric, a cărui schemă de principiu este prezentată în **fig. 11.7**. Traductorul funcționează pe principiul atenuării fluxului luminos emis de către becul (5) asupra fotodiodei (6) datorită obturării parțiale a orificiului (4) decătre tija (2). Această tijă este solidarizată cu acul pulverizatorului, deplasându-se odată cu acesta. Intensitatea fluxului luminos care iluminează fotodioda depinde de poziția acului injectorului; ca urmare, semnalul electric obținut la bornele fotodiodei este direct proporțional cu cursa acului.

11.4. Desfășurarea încercărilor

Pentru desfășurarea determinărilor, traductoarele se conectează la osciloscop conform schemei din **fig. 11.4**.

Droselul (4 - **fig. 11.5**) se reglează astfel încât undele reflectate să se amorizeze între două injecții succesive (**fig. 11.8**). Pentru efectuarea măsurătorilor cu contrapresiune, se reglează supapa (8), contrapresiunea fiind citită cu ajutorul manometrului (7 - **fig. 11.5**).

Înaintea începerii determinărilor este necesară etalonarea traductoarelor piezoelectrice de presiune montate la capetele conductei de înaltă presiune.

11.5. Prelucrarea rezultatelor experimentale

Presiunea de injecție se determină cu ajutorul oscilogramelor presiunii din conducta de înaltă presiune.

Pentru determinarea **vitezei de propagare a undei de înaltă presiune** se folosesc de asemenea oscilogramele presiunii la cele două capete ale conductei de înaltă presiune (**fig. 11.9**). Cunoscând unghiul de rotație α_C al arborelui pompei de injecție pentru care se obține deplasarea spotului osciloscopului de la un capăt la celălalt al ecranului, prin măsurători efectuate direct pe fotografiile oscilogramelor se poate determina unghiul $\Delta\alpha$ necesar propagării undei de înaltă presiune de la pompa de injecție la injector. Timpul corespunzător deplasării undei se determină cu relația:

$$\Delta t = \frac{\Delta\alpha}{6 \cdot n} \quad [s],$$

unde *n* este turația arborelui pompei de injecție, în rot/min.

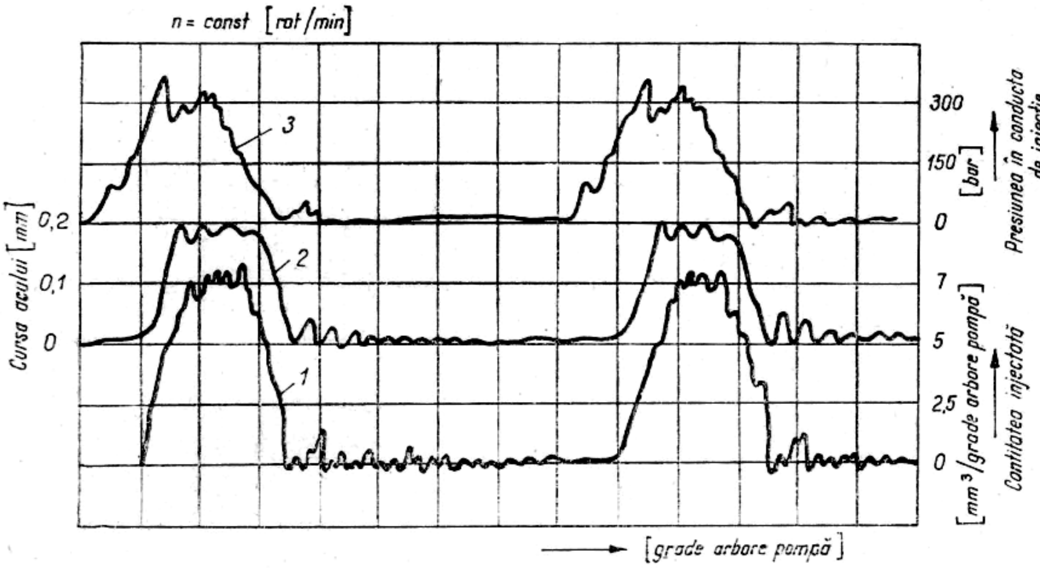


Fig. 11.8 - *Exemplu de înregistrare a legii de injecție*
1-viteza de injecție; 2-ridicarea acului pulverizatorului; 3-presiunea în conducta de injecție.

Cunoscând lungimea ***l*** a conductei de înaltă presiune, viteza de propagare a undei se calculează cu relația clasică:

$$v = \frac{l}{\Delta t} \quad \left[\frac{m}{s}\right].$$

Pentru determinarea celorlalte mărimi caracteristice ale procesului de injecție se folosesc diagramele vitezei de injecție și ridicării acului

pulverizatorului, utilizându-se notațiile și schema din *fig. 11.10*.

Duratele fazelor caracteristice procesului de injecție se vor determina cu ajutorul relațiilor:

$$t_S = \frac{t_S^*}{t_C^*} \cdot t_C\,,\quad t_1 = \frac{t_1^*}{t_C^*} \cdot t_C\,,\quad t_2 = \frac{t_2^*}{t_C^*} \cdot t_C\,,\quad t_3 = \frac{t_3^*}{t_C^*} \cdot t_C\,,\quad t_4 = \frac{t_4^*}{t_C^*} \cdot t_C \ ^3.$$

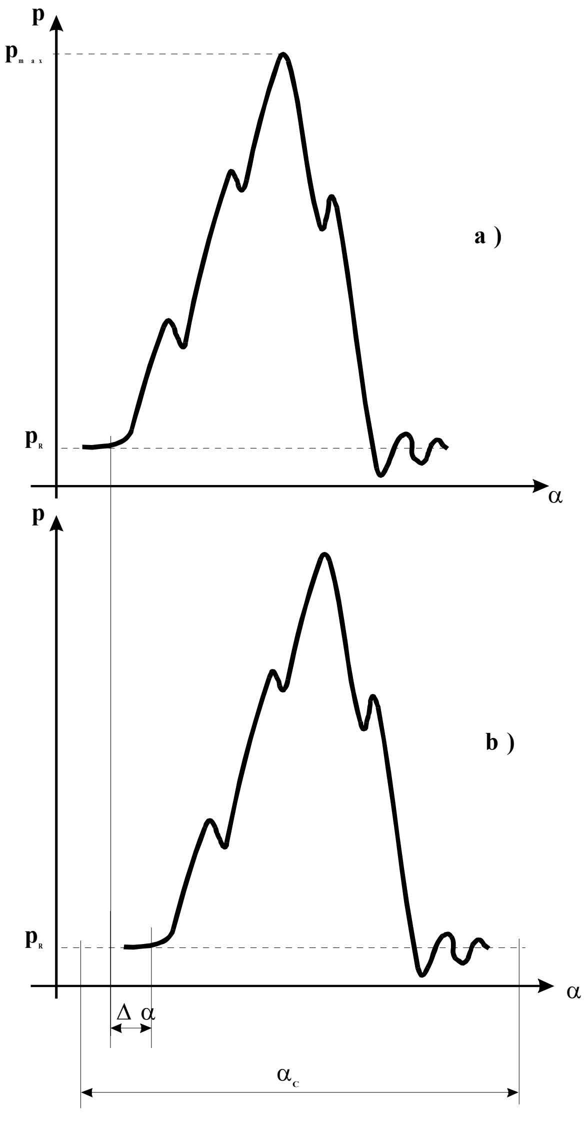


Fig. 11.9 - *Schema pentru determinarea vitezei undei de înaltă presiune*

a-presiunea la racordul de ieșire din pompa de injecție;
b-presiunea la racordul de intrare în injector

Notând coeficientul de scară al timpului cu $z = t_C/t_C^*$ [s/mm], rezultă:

$$t_S = z \cdot t_S^*,\ t_1 = z \cdot t_1^*,\ t_2 = z \cdot t_2^*,\ t_3 = z \cdot t_3^*,\ t_4 = z \cdot t_4^*.$$

După cum s-a menționat anterior, suprafața delimitată de diagrama vitezei de injecție și axa absciselor este direct proporțională cu doza ciclică de

---

[3] Mărimile cu exponentul * sunt măsurate pe oscilogramă, fiind exprimate în mm sau mm^2.

combustibil. Se poate scrie:

$$d_C = \lambda \cdot S_t,$$

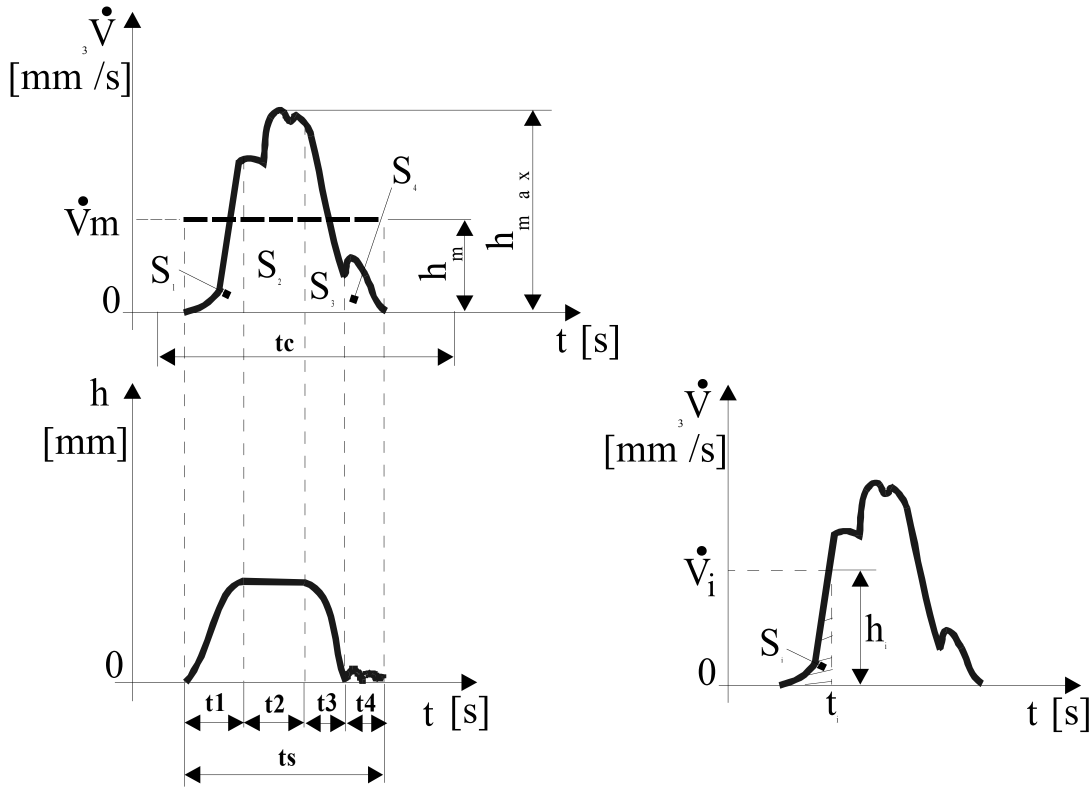


Fig. 11.10 - *Determinarea caracteristicilor injecției*

$t_C = \alpha_C/6n$ - timpul necesar deplasării spotului de la un capăt la celălat al ecranului; t_S - durata injecției; $t_1 \ldots t_4$ - duratele fazelor injecției.

unde λ este un factor de proporționalitate, iar S_t este suprafața delimitată de către diagramă, în mm^2. Doza ciclică fiind cunoscută (aceasta fiind măsurată cu ajutorul echipamentului standului), facorul de propoționalitate λ rezultă ca fiind:

$$\lambda = \frac{d_C}{S_t} \quad \left[\frac{mm^3}{mm^2}\right].$$

Cu aceste notații, se pot determina **cantitățile de combustibil injectate** pe parcursul celor patru faze ale injecției:

$$V_i = \lambda \cdot S_i \; [mm^3], \quad i = 1 \ldots 4,$$

unde S_i reprezintă suprafețele delimitate de zonele respective de pe diagramă; evident, $d_C = \Sigma V_i$.

Viteza medie de injecție se determină cu relația:

$$\dot{V}_m = \frac{d_C}{t_S} \qquad \left[\frac{mm^3}{s}\right], \qquad (1)$$

unde t_S este durata injecției, în *s*.
Din **fig. 67** rezultă că:

$$h_m = \frac{S_t}{t_S^*} \qquad [mm], \qquad (2)$$

unde S_t este suprafața delimitată de diagramă, în mm^2, iar t_S^* este durata injecției, de asemenea măsurată pe diagramă, în mm.
Din relațiile (1) și (2) se poate determina coeficientul de scară al debitului instantaneu:

$$y = \frac{\dot{V}_m}{h_m} \qquad \left[\frac{mm^3/s}{mm}\right].$$

Debitul maxim de combustibil se calculează cu relația:

$$\dot{V}_{\max} = y \cdot h_{\max} \qquad \left[\frac{mm^3}{s}\right].$$

Gradienții medii de debit pentru faza inițială și cea finală se determină cu ajutorul relațiilor:

$$g_{mi} = \frac{y}{z} \cdot \frac{h_a}{t_1^*} \qquad \left[\frac{mm^3}{s^2}\right],$$

$$g_{mf} = \frac{y}{z} \cdot \frac{h_b - h_c}{t_3^*} \qquad \left[\frac{mm^3}{s^2}\right],$$

unde y este coeficientul de scară al debitului instantaneu de combustibil, z este coeficientul de scară al timpului, h_a este înălțimea diagramei la sfârșitul duratei fazei inițiale, h_b este înălțimea diagramei la începutul fazei finale, iar h_c este înălțimea diagramei la sfârșitul fazei finale a injecției.
Pentru determinarea mai rapidă a mărimilor caracteristice procesului de injecție în cadrul lucrării se va utiliza un program de calculator, care utilizează imaginea electronică a legii de injecție, obținută prin scanarea fotografiilor

oscilogramelor.

În **fig. 11.11** este prezentat primul ecran ecran al programului, după încărcarea imaginii electronice corespunzătoare (în format BMP).

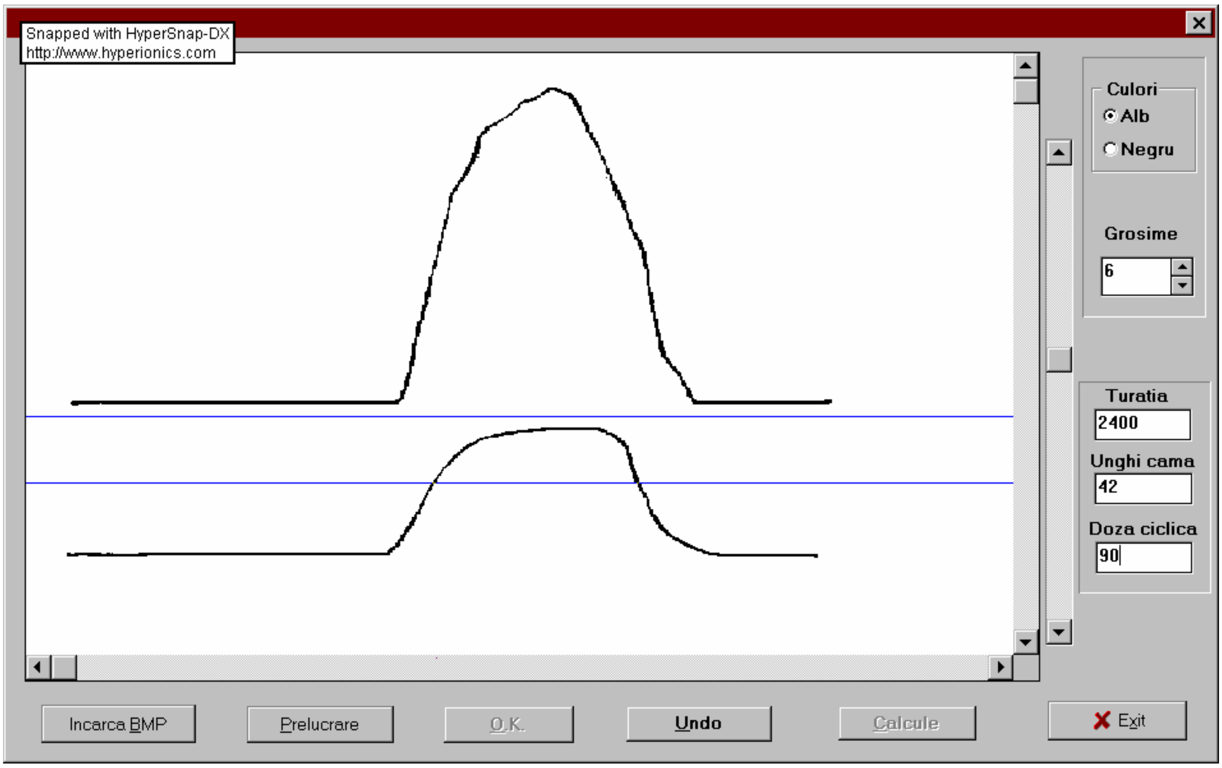


Fig. 11.11 - *Primul ecran al programului de prelucare a legii de injecție*

Încărcarea imaginii corespunzătoare se realizează prin acționarea butonului "**Încarcă BMP**". Editorul grafic al programului permite corectarea imperfecțiunilor imaginii (ștergerea eventualelor puncte negre și completarea diagramei în zonele de discontinuitate).

Ca date inițiale se introduc (în ferestrele corespunzătoare), unghiul camei traductorului de unghi (în grade) și doza ciclică (în mm^3/ciclu).

Trecerea la cel de al doilea ecran al programului (fig. 69) se obține prin acționarea butonului "**Prelucare**", după ce în prealabil cele două imagini (viteza de injecție - sus - și ridicarea acului injectorului - jos) au fost separate prin intermediul liniei orizontale de pe ecran (deplasată cu ajutorul cursorului de pe marginea din dreapta a ferestrei). În această fază, programul parcurge cele două curbe, adunând date necesare următoarelor prelucrări. Dacă acest proces se termină cu succes, se generează o nouă imagine a celor două curbe, ce trebuie să coincidă cu imaginea inițială.

Prin acționarea în continuare a butonului "**OK**", se confirmă corectitudinea prelucrării diagramelor și se realizează împărțirea diagramei vitezei de injecție pe faze, în corespondență cu diagrama ridicării acului pulverizatorului.

Efectuarea calculelor propriu-zise are loc la acționarea butonului "**Calcule**", ceea ce conduce la obținerea celui de al treilea ecran al programului

(**fig. 11.12**). Acest ecran conține două ferestre; în cea din stânga.

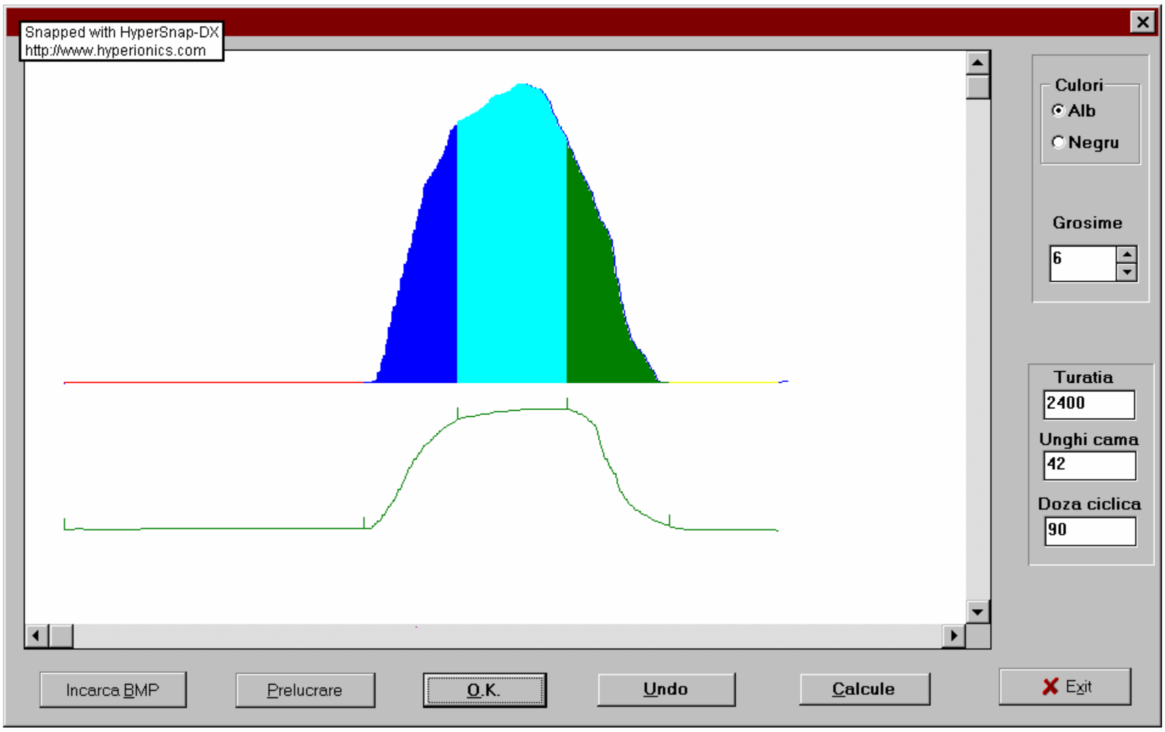


Fig. 11.12 - *Al doilea ecran*

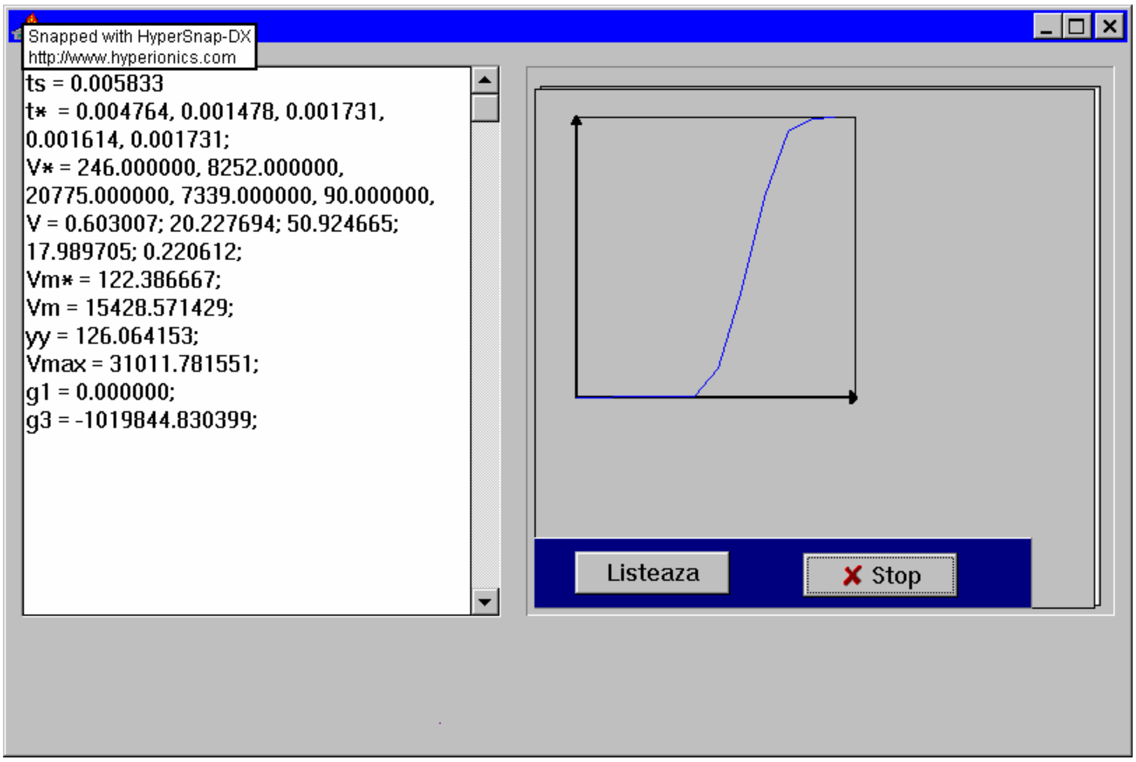


Fig. 11.13 - *Al treilea ecran*

sunt afișate rezultatele calculelor, iar în cea din dreaptă se trasează legea de injecție.

11.6. Lucrări de executat

- Se identifică elementele componente ale instalației experimentale și se verifică corectitudinea montajului.
- Se etalonează traductoarele de presiune și se reglează aparatul ***BOSCH***.
- Se execută încercările, pentru două turații diferite ale arborelui pompei de injecție și aceeași poziție a pârghiei de accelerație a pompe. Pentru fiecare încercare, se fotografiază oscilogramele.
- Se prelucrează oscilogramele, în scopul determinării mărimilor caracteristice procesului de injecție.
- Rezultatele obținute se verifică prin prelucrarea diagramelor cu ajutorul programului de calculator.

B I B L I O G R A F I E

1. Abăităncei D., Haşegan C., Stoica I., Claponi D., Cihodaru I.: **Motoare pentru automobile şi tractoare – Construcţie şi tehnologie**, vol. 1, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1978.

2. Abăităncei D., Haşegan C., Stoica I., Claponi D., Cihodaru I.: **Motoare pentru automobile şi tractoare – Construcţie şi tehnologie**, vol. 2, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1980.

3. Aramă C., Grünwald B.: **Motoare cu ardere internă**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1966.

4. Gaiginschi R., Zătreanu Gh.: **Motoare cu Ardere Internă – Construcţie şi Calcul,** vol. I, Ed. **"**Gh.Asachi", Iaşi, 1995.

5. Gaiginschi R., Zătreanu Gh.: **Motoare cu Ardere Internă – Calcul şi Construcţie,** vol. II, Ed. "Shakti**",** Iaşi, 1997.

6. Grunwald B.: **Teoria, calculul şi construcţia motoarelor pentru autovehicule rutiere,** Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1980.

7. John B. Heywood: **Internal Combustion Engine Fundamentals**, McGraw – Hill Series in Mechanical Engineering, Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, 1988.

8. Negrea V.D.: **Motoare cu ardere internă. Procese. Economicitate. Poluare**, vol. I, Ed. Sedona, Timişoara,1997.

9. Popa B., Băţagă N., Căzilă A.: **Motoare pentru autovehicule**, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1982.

10. Zugrăvel M.: **Procese în Motoare cu Ardere Internă**, Litografia Inst. Politehnic Iaşi, 1972.

11. Rakosi E., Roşca R., Manolache Gh.: **Ghid de proiectare a motoarelor de automobil**, Editura "Politehnium" Iaşi, 2004

12. Rakosi E., Roşca R., Manolache Gh.: **Bazele alimentării prin injecţie de benzină a motoarelor de automobil**, Editura "Politehnium" Iaşi, 2005

13. Roşca R., Rakosi E., Manolache Gh, Roşu V., **Elemente de tehnologia autovehiculelor**, Editura "Politehnium" Iaşi, 2005